

KARELIA-AMMATTIKORKEAKOULU
Ympäristötekniikan koulutusohjelma

Antti Nuutinen

HYBRIDILÄMMITYSJÄRJESTELMÄN HUKKALÄMMÖN HYÖDYN-
TÄMINEN KIIHTEISTÖJEN JÄÄHDYTYKSESSÄ

Opinnäytetyö
Toukokuu 2015



OPINNÄYTETYÖ
Toukokuu 2015
Ympäristötekniikan
koulutusohjelma
Sirkkalantie 12 A 2
80100 JOENSUU
(013) 260 6900

Tekijä
Antti Nuutinen

Nimeke
Hybridilämmitysjärjestelmän hukkalämmön hyödyntäminen kiinteistöjen jäähdytyksessä

Toimeksiantaja
Karelia-ammattikorkeakoulu

Tiivistelmä

Opinnäytetyössä tutustuttiin erilaisiin tapoihin käyttää lämmöntuotannon ylijäämä- ja hukkalämpöä hyödyksi jäähdytyksen muodossa. Erityisesti tarkasteltiin pienen kokoluokan sähkön ja lämmön yhteistuotantolaitoksiin sopivia tekniikoita. Lisäksi kannattavuuslaskelmilla arvioitiin tekniikoiden käyttökelpoisuutta ja yhdistämistä Karelia-ammattikorkeakoulun Sirkkalan kampukselle rakennettavaan energiapuistoon.

Työssä perehdyttiin ensin yhdistetyn lämmön- ja sähköntuotannon sekä lämmöllä toimivien jäähdytyskoneiden tekniikoihin niiden toimintaperiaatteiden kautta. Syventävän kirjallisuuskatsauksen pohjalta arvioitiin eri tekniikoiden soveltuvuutta tapaustutkimuksissa erilaisilla ehdoilla. Markkinoilla olevilta laitevalmistajilta pyydettiin tarjouksia, joiden perusteella kannattavuutta vertailtiin perinteisiin kompressorijäähdyttimiin. Laskenta toteutettiin Excel-taulukkolaskentaohjelmalla. Lisäksi laitevalmistajilta pyydettiin lisätietoja, joilla vahvistettiin käsitystä kunkin tekniikan vahvuuksista ja heikkouksista, sekä soveltuvuudesta juuri tapaustutkimuksen kiinteistöön.

Laskelmien perusteella jotkin lämpökäyttöiset jäähdyttimet ovat taloudellisesti kannattavia myös Sirkkalan kampuksella. Esimerkiksi absorptiojäähdyttimen takaisinmaksuajaksi saatiin tietyn edellytyksin alle 10 vuotta, kun kannattavuuden rajana pidetään 20 vuotta. Pohdinnassa löydettiin kiinteistön asettamat rajoitukset ja kannattavuus suhteutettiin muihin lämmön käyttömahdollisuuksiin. Jatkotutkimuksiin tulisi valita kiinteistö, jonka jäähdytystarve on tarkasti määritelty.

Kieli

suomi

Sivuja 53

Liitteet 3

Asiasanat

energian pientuotanto, CCHP, hukkalämpö, ylijäämälämpö, jäähdytys, absorptio



THESIS
May 2015
Degree Programme in
Environmental Technology
Sirkkalantie 12 A 2
80100 JOENSUU
FINLAND
(013) 260 6900

Author
Antti Nuutinen

Title
The Use of Waste Heat in Space Cooling With Thermally Activated Cooling Systems

Commissioned by
Karelia University of Applied Sciences

Abstract

The aim of this bachelor's thesis was to review potential methods of using excess and waste heat of heat production in space cooling. The emphasis was particularly on technologies suitable for small-scale combined heat and power generation. Furthermore, the technical and economic viability of different technologies were calculated and estimated in the case study. Karelia UAS's Sirkkala campus and its power plant were used as the case study.

A thorough literature review was made on combined heat and power technologies and heat-activated cooling technologies and their operational principles were covered. The feasibility and suitability of differing techniques were evaluated in the case study on four different conditions. Market research was performed by requesting manufacturers for offers after which the offered devices were compared with compression vapour chillers. Calculations were made with Excel. Manufacturers were also asked to provide information on the strengths and weaknesses of heat-activated technologies. This information was used in the evaluation of the feasibility in the case study.

The results showed some heat-activated cooling devices to be economically feasible in Sirkkala campus i.e. the payback time of an absorption chiller was found to be less than 10 years. The limit for feasibility is considered to be 20 years. The technical limits of the property were discovered and other potential uses for excess and waste heat were analysed. Further research should focus on properties with a defined need for cooling.

Language

Pages 53

Finnish

Appendices 3

Keywords

small-scale energy production, CCHP, waste heat, excess heat, cooling, absorption

Sisältö

1	Johdanto	7
2	Energiantuotannon perusteet.....	8
2.1	Sähkön ja lämmön yhteistuotanto	8
2.2	Energiantuotannon rajoitukset	9
2.3	CHP-tekniikat.....	11
2.3.1	Polttomoottori	12
2.3.2	Mikroturbiini	14
2.3.3	Stirlingmoottori	15
2.4	Lämmönsiirto	16
2.5	Hukkalämpö ja ylijäämälämpö	18
2.6	Lämmöntalteenotto	19
2.7	Lämmönsiirtimet	21
3	Hukkalämmön hyödyntäminen jäähdytyksessä	23
3.1	Yleisesti jäähdytyskierrosta.....	23
3.2	Lämmöllä toimivat jäähdytystekniikat.....	24
3.3	Höyryjektio	26
3.4	Sorptiolämpöpumput.....	28
3.4.1	Absorptiojäähdytin.....	29
3.4.2	Adsorptiojäähdytin.....	32
3.5	Desikanttkuivaus.....	33
3.5.1	Adsorptiokuivaus	34
3.5.2	Absorptiokuivaus	36
3.6	Tekniikan valinta	37
3.7	Jäähdytysenergian tarve ja mitoitus.....	38
4	Tapaustutkimus: Energiapuisto.....	39
4.1	Sirkkalan kiinteistökohtaiset tiedot	39
4.1.1	Sähkön- ja lämmöntarve	39
4.1.2	Konehuoneen tiedot	41
4.1.3	Jäähdytystarve	42
4.2	Käyttökelpoiset tekniikat ja jäähdytysenergian määrä	42
4.3	Markkinoilla olevat laitteet.....	43
4.4	Vaihtoehtojen vertailu	46
5	Pohdinta.....	49
	Lähteet.....	52

Liitteet

Liite 1	Lämpökäyttöisten jäähdytystekniikoiden ominaisuuksia
Liite 2	Tarjotut laitteistot
Liite 3	Laitteiden vuotuinen sähkön säästö ja takaisinmaksuaika

Lyhenteet

CHP	Combined heat and power, sähkön- ja lämmön yhteistuotanto.
CCHP	Combined cooling, heat and power.
COP	Coefficient of Performance, prosessista saadun ja siihen syötetyn lämmön tai jäähdytyksen suhdeluku.
kWe	sähkökilowatti
kWh	kilowattitunti
LHV	Lower heating value, alempi lämpöarvo.
LTO	Lämmöntalteenotto.

Käsitteet

Absorbentti	Nestemäinen aine, johon jokin muu aine absorboituu.
Adsorbaatti	Aine, joka adsorboituu.
Adsorbentti	Kiinteä aine, johon jokin muu aine adsorboituu.
Fluidi	Epäkiinteä aine, joka voi olla kaasu, neste tai plasma.
Sorptioisotermi	Adsorbaatin ja adsorbentin suhde vakio- lämpötilaisessa adsorptioprosessissa.
Van der Waalsin voima	Molekyylien välinen heikko sitova voima.

Symbolit

h	lämmönsiirtymiskerroin, $W/(m^2 \cdot K)$
J	joule
k	lämmönjohtavuus, $W/(m \cdot K)$
Q	lämpömäärä, W
T	lämpötila kelvineinä, K
η	hyötysuhde, %

∇T

lämpötilagradientti

1 Johdanto

Tehokas sähkön- ja lämmön yhteistuotanto on ollut Suomessa eräs suurimmista energiantuotantomuodoista jo pitkään. Tämä on ollut osin kylmän ilmaston ansiota, sillä molemmille energiamuodoille on ollut suuri tarve. Tulevaisuudessa ilmastomuutoksen myötä kasvava tarve kohdistuu kiinteistöjen jäähdytykseen. Tämä on jo näkynyt kaukojäähdytyksen yleistymisen myötä. Kaukojäähdytys tarjoaa tehokkaan tavan tuottaa jäähdytystä keskitetysti. Yleisin jäähdytystapa on kuitenkin yhä sähköllä toimiva höyrykompressori eli lämpöpumppu, jonka tekniikka on hyvin pitkälle kehitettyä. Yhdellä yksiköllä sähköä voidaan tuottaa jopa viisinkertainen määrä jäähdytystä. Tämä on käytännöllinen tekniikka kiinteistöissä, joihin sähkö tuodaan ulkopuolelta. Jos kiinteistön tai laitoksen omassa käytössä on yhdistetty sähkön- ja lämmöntuotantoyksikkö, voi olla taloudellisesti järkevintä käyttää tuotettua lämpöä jäähdytyksessä. Idean toimivuus perustuu matalampi-arvoisen energian eli lämmön käyttämiseen korkea-arvoisen sähkön sijaan ja näin primäärienergian säästämiseen. Lämmöllä toimivat jäähdytyslaitteet vapauttavat tuotettavan sähköenergian sellaisten toimintojen käyttöön, joita ei voida toteuttaa muutoin.

Yhdistetty sähkön- ja lämmöntuotanto on koettu käytännölliseksi myös pienessä kokoluokassa. Jotkin yhteiskunnan toimijat, kuten sairaalat ja koulut ovat käyttäneet tuotantolaitoksia esimerkiksi hätävaranaan. Tämä mahdollistaa riippumattomuuden verkkosähkön toimituksesta, mutta lämmön- ja sähkön osuuksista johtuen ylijäämälämpö on väistämätön sivutuote. Tässä opinnäytetyössä tutkitaan keinoja hyödyntää tällaisissa laitoksissa väistämättä syntyvää ylijäämälämpöä korvaamalla sillä perinteisiä sähköjäähdyttimiä. Tavoitteena on tapaus- tutkimusta tarkastelemalla selvittää hankinnan kannattavuus. Tapaus- tutkimuksena toimi Karelia-ammattikorkeakoulun Sirkkala-kampus, jolle työtä tehtäessä oli rakenteilla niin sanottu energiapuisto. Opinnäytetyön ohjaajina toimivat Markus Hirvonen ja Simo Paukkunen, ja toimeksiantaja oli Karelia-ammattikorkeakoulu edustajanaan Ville Kuittinen.

2 Energiantuotannon perusteet

2.1 Sähkön ja lämmön yhteistuotanto

Yksinkertaisin keino käyttää lämpökattilassa polttoaineista polttamalla saatu energia on lämpö, joka jaetaan väliaineen ja lämmönvaihdivien kautta käyttöveden ja tilojen lämmittämiseen. Hyvillä kattiloilla päästään jopa yli 80 % lämpöhyötysuhteeseen. Järjestelmän suunnittelusta, polttimein huollosta ja polttoaineen laadusta riippuen loput 10–20 % polttoaineen lämpöarvosta hävittäään. Sähköä tuottavissa voimalaitoksissa tuotetulla kuumalla höyryllä pyöritetään höyryturbiineja, jotka taas pyörittävät sähköä tuottavia generaattoreja. Tällöin päästään huippuunsa viritetyissä sähköntuotantolaitoksissa noin 50 %:n hyötysuhteeseen ja loput 60 % polttoaineen lämmöstä hukataan ympäristöön (Laufer 1984, 20). Yhteistuotanto- eli CHP-laitoksissa (*Combined Heat and Power*) nämä energiantuotantotavat yhdistetään, jolloin hukkalämpö voidaan hyödyntää prosessilämpönä tai kiinteistöjen lämmityksessä. Tällöin sähköhyötysuhde on 10–40 % ja kokonaishyötysuhde noin 80–95 %. (MicrE 2012.) Yhteistuotannon ylijäämälämpöä voidaan käyttää muun käyttökohteen puuttuessa myös jäähdytykseen. Tästä käytetään nimitystä *Combined Cooling, Heat and Power* (CCHP).

Euroopan unioni on asettanut tavoitteet hiilidioksidipäästöjen vähentämiseksi ja uusiutuvan energian lisäämiseksi. Vuoteen 2020 mennessä kasvihuonekaasupäästöjä tulee leikata 20 % verrattuna vuoteen 1990, 20 % energiasta tulee olla peräisin uusiutuvista lähteistä ja energiatehokkuutta tulee parantaa 20 %. Jokaisella EU-maalla on myös omat maakohtaiset tavoitteensa. Suomen maakohmainen tavoite vuodelle 2020 on tuottaa 38 % käytetystä energiasta uusiutuvalla energialla. Pien-CHP:lla on suuri hiilipäästöjen vähennyksen potentiaali liikeraennuksissa ja erilaisissa instituutioissa, joissa on tarvetta lämpimälle vedelle tai jäähdytykselle. Tämän lisäksi säästöjä syntyy verkkohäviöiden ja jakelussa tapahtuvien häviöiden minimoituessa. (Kolanowski 2003, 130.) Lisäksi pientuotannon aloittavassa organisaatiossa syntyy liiketoimintamahdollisuus, kun ylimääräinen sähkö voidaan myydä. Tästä on hyvänä esimerkkinä Farmivirta, joka

mahdollistaa maatilojen sähkön myynnin (Maaseudun Tulevaisuus 2014). Tässä opinnäytetyössä tarkastellut tekniikat tukevat ilmastoon ja uusiutuvaan energiaan liittyvien tavoitteiden saavuttamista yhteiskunnan eri sektoreilla. Yhteistuotannon kokoluokkien määritelmät vaihtelevat suuresti riippuen, mikä taho käsitteet määrittelee. Tässä työssä pien-CHP:lla viitataan 100–2000 kW:n sähkötehoon ja mikro-CHP:lla alle 100 kW:iin.

Pien-CHP:n tuotannon taloudellisena kannattavuutena pidetään noin 4500 tunnin vuosittaista käyttöaikaa tai 14–16 tuntia päivässä. Taloudelliseen optimiin päästään valitsemalla moottori, jonka lämmön- ja sähköntuotannon suhde vastaa rakennuksen lämmön- ja sähkönkulutusta. Toisin kuin pelkällä lämpökattilalla CHP:lla ei pystytä tuottamaan lämpöä vain silloin, kun sille on tarvetta, vaan laitoksen tulee toimia jatkuvasti ja sen tulee olla mitoitettu käyttöä varten oikein. Kuorman vähentäminen laskee hyötysuhdetta huomattavasti ja pidentää takaisinmaksuaikaa. Vastaavasti tuotetun lämmön lämpötilan tulee olla lämmitystapaan soveltuva. Esimerkiksi lattialämmitys vaatii 40 °C, patterilämmitys 80 °C. Yleistäen voidaan sanoa 100 °C:sta olevan riittävä prosessista saatavan lämmön lämpötila. (Boukhanouf 2011, 368–369.)

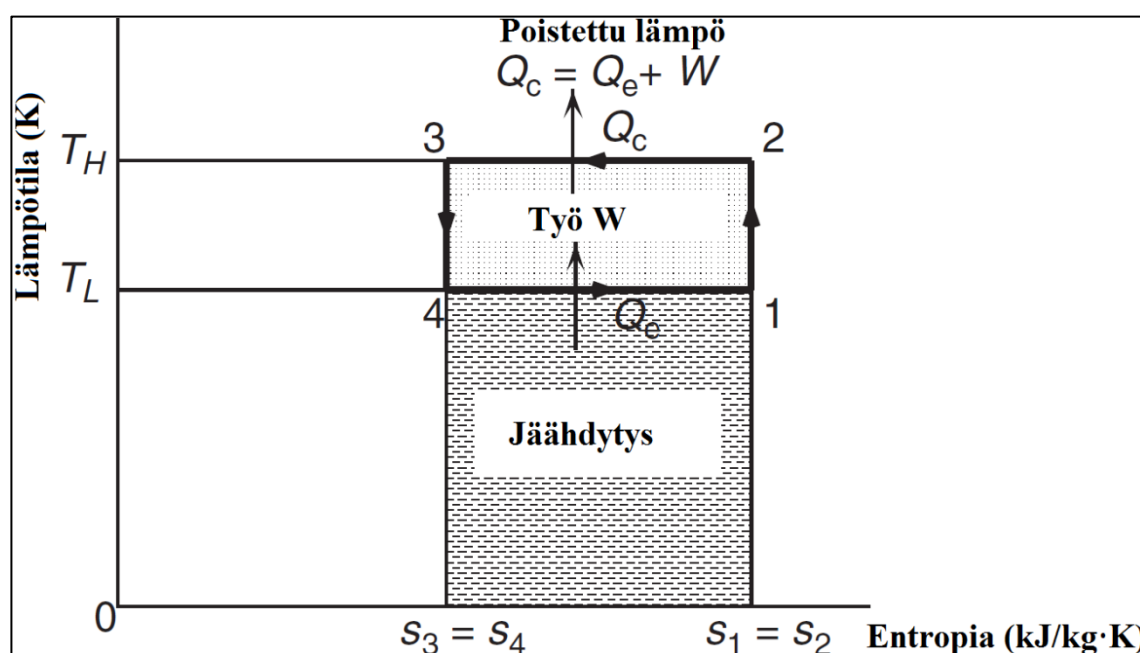
Useimmat pien-CHP-yksiköt toimitetaan valmiina pakettina, joka voidaan yhdistää rakennuksen lämmityspiiriin ja sähkökeskukseen. Noin 30 % polttoaineesta muuntuu sähkögeneraattoria pyörittäväksi mekaaniseksi energiaksi. Loppu polttoaineen energiasta, yli 50 %, voidaan ottaa talteen käyttökelpoisena lämpönä. Pien-CHP:ssa talteen otettu lämpö on noin 70–90 asteista vettä.

2.2 Energiantuotannon rajoitukset

Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön mukaan kaikki systeemiin tuotu energia on joko lämpöä tai työtä. Säännön mukaan työ voidaan muuntaa täysin lämmöksi, mutta kaikkea lämpöä ei saada muunnettua työksi. Mistä tahansa prosessista saatavan mekaanisen työn ja sitä kautta sähkön määrä rajoittuu termodynamiikan toisen pääsäännön mukaan:

Suljetussa systeemissä, tapahtuipa siinä mitä tahansa ilmiöitä tai energian muutoksia, entropia voi vain kasvaa.

Siispä lämpövoimakoneen prosessista ei voida koskaan saada yhtä paljon työtä ulos kuin siihen on lisätty lämpöä. Vain osa lämmöstä voidaan muuntaa työksi, loppu siitä pitää siirtää jäähdytysalustaan. (Recknagel, Sprenger, Schramek 2007, 103.) Jäähdytyskierron ymmärtämiseksi voidaan hyödyntää Carnot'n kiertoa, joka kuvaa lämpövoimakonetta, joka muuttaa systeemiin tuodun lämmön työksi. Toisinaan jäähdytyskierrosta puhutaan käänteisenä Carnot'n kiertona. (Dinçer & Kanoğlu 2010, 24.) Carnot'n kierto voidaan esittää entropia-lämpötila-kaaviona:



Kuvio 1. Carnot'n jäähdytyskierto T–s-kaaviossa.

Kuviossa on kuvattuna seuraavat prosessit:

- 1–2 ideaali puristus vakioentropiatasolla, kylmäaineen lämpötila nousee
- 2–3 lämpö poistuu lauhduttimessa vakiodussa lauhtumislämpötilassa T_H
- 3–4 ideaali laajeneminen vakioentropiatasolla, kylmäaine jäähtyy
- 4–1 höyrystimessä sitoutuu lämpöä vakiodussa haihtumislämpötilassa T_L

Jäähdytysvaikutus lasketaan seuraavasti:

$$Q_L = T_L(s_1 - s_4) \quad (1.)$$

Ideaalisen lämpövoimakoneen maksimaalinen lämpöhyötysuhde saadaan Carnot'n lauseen mukaan seuraavalla kaavalla:

$$\eta_{th} = \frac{(T_H - T_L)}{T_H} = \frac{(Q_{sisään} - Q_{ulos})}{Q_{sisään}} \quad (2.)$$

missä

η_{th} = voimakoneen hyötysuhde

T_H = lämpötila kierron alussa

T_L = loppulämpötila, jossa lämpö poistuu kierrosta

$Q_{sisään}$ = ulkoisesta lähteestä lisätty lämpö

Q_{ulos} = kaasun puristuessa emittoituva lämpö.

Ideaalisen, reversiibelin prosessin aikana on mahdollista päästä maksimaaliseen tehokkuuteen, ja tähän teoreettiseen rajaan pyritään suunnittelemalla kierto optimaaliseksi. Käytännössä lämpövoimakoneen hyötysuhde on aina Carnot'n hyötysuhdetta alhaisempi. Käytännön rajoitukset energiantuotannon tehokkuudelle asettavat käytettyjen materiaalien metallurgiset rajat ja kestävyys korkeassa paineessa ja lämpötilassa sekä jäähdytyselämentin ympäristön lämpötila. Energia- ja lämpöhäviöitä aiheuttavat lisäksi mm. kitka, konvektio ja johtuminen. (Petchers 2003, 25.) Lämpöhäviöistä aiheutuvaa hukkalämpöä käsitellään luvussa 2.5 Hukkalämpö ja ylijäämälämpö.

2.3 CHP-tekniikat

Tässä kappaleessa käydään läpi yhdistetyn sähkön- ja lämmöntuotannon tekniikkaa. Tarkastelu on rajattu vain pienen ja mikroluokan laitoksissa yleisesti käytettyihin ratkaisuihin. Erityisesti mikroturbiini ja stirlingmoottori ovat väistämättä pieneen kokoluokkaan rajattuja ratkaisuja, kun taas polttomoottoria voidaan käyttää myös isommassa kokoluokassa. Polttokennot ja ORC-prosessi ovat lupaavuudestaan huolimatta jätetty pois tarkastelusta johtuen niiden toistaiseksi heikosta saatavuudesta.

Tekniikka voidaan valita käytettävän polttoaineen tai kiinteistön sähkö-lämpö -kulutussuhteen perusteella. Nestemäisiä ja kaasumaisia polttoaineita poltetaan diesel- tai kaasumoottorissa. Kiinteitä polttoaineita poltetaan kattilan tulipesässä tai polttokammiossa, josta kuuma höyry johdetaan stirlingmoottoriin, ORC-yksikköön tai mikroturbiiniin. Tämän hetken teknis-taloudellisin ratkaisu on bio- tai puukaasun polttaminen kaasuturbiinissa tai polttomoottorissa (MicrE 2012).

2.3.1 Polttomoottori

Yhteistuotannossa yleisimmät käytössä olevat tekniikat ovat kipinäsytytteinen ottomoottori ja puristussytytteinen dieselmoottori. Etenkin dieselmoottorin yleisyyttä on edistänyt korkeahko sähköhyötysuhde ja osakuormatehokkuus, edullisuus sekä helppo päivitettävyys. (Mau 1984, 480–481.) Suurin ero moottorien välillä on tapa jolla polttoaine sytytetään. Ottomoottorissa käytetään sytytystulpaa sytyttämään sylinteriin ruiskutettava ilma-polttoaineseos. Dieselmoottorissa sylinteriin tuotu ilma puristetaan korkeaan paineeseen, jonka jälkeen polttoaine ruiskutetaan kuumenneen ilman sekaan, jossa se syttyy itsestään. Ottomoottorin polttoaineena voidaan käyttää vain kaasutettuja polttoaineita, dieselmoottorissa myös nestemäisiä. Kaasutuksessa kiinteä polttoaine kuten esim. puu muutetaan täysin kaasumaiseen muotoon korkeassa lämpötilassa. (Recknagel ym. 2007, 202.)

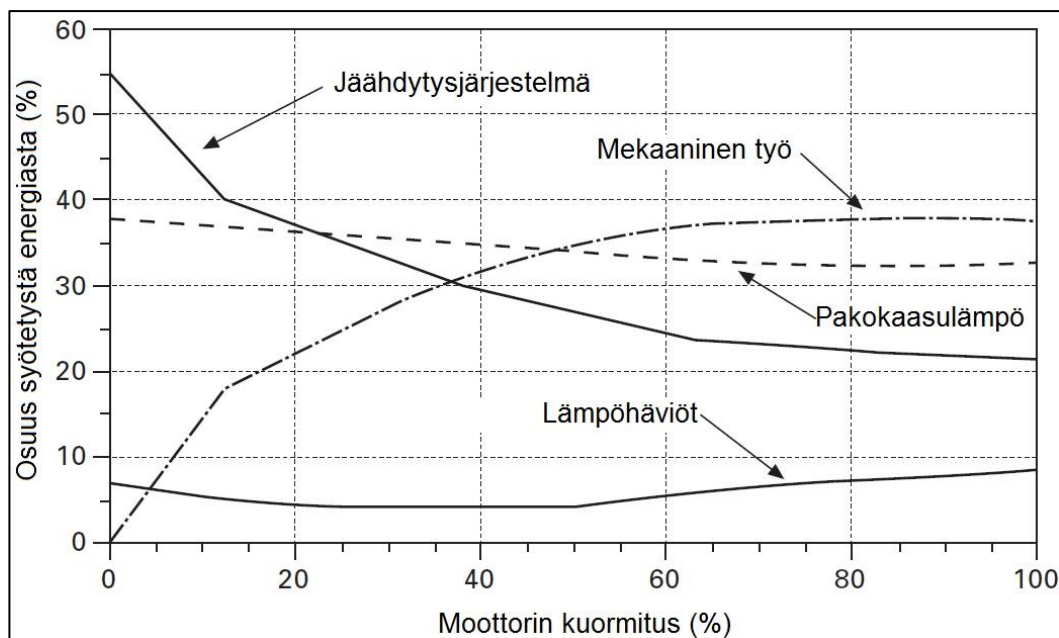
Polttomoottorin lämpöhyötysuhde riippuu pääasiassa puristussuhteesta, eli siitä kuinka paljon polttoaine-ilmaseos puristuu ennen syttymistään. Dieselmoottorin puristussuhde on väliltä 12–24, kun taas ottomoottorilla se on 9–12. Näin dieselmoottori pääsee 45 %:n lämpöhyötysuhteeseen ottomoottorin jäädessä 35 %:iin. Polttomoottoreiden etuina on luotettavuus, pieni huollon tarve ja pitkä käyttöikä. Ne ovat helppokäyttöisiä ja kustannuksiltaan kohtuullisia. (Boukhanouf 2011, 370–371.) Lisäksi polttomoottori voidaan skaalata pieneen kokoon hyötysuhteen juuri kärsimättä, toisin kuin kaasuturbiini (Mikalsen 2011, 125). Hätävaralaitoksille tärkeänä ominaisuutena polttomoottori voidaan käynnistää jopa kymmenessä sekunnissa verrattuna muihin tekniikoihin, joilla käynnistys voi kestää tunteja (Chamra & Mago 2009, 13). Tekniikan heikkouksia ovat polt-

toaineen rajoittuminen kaasumaisiin ja nestemäisiin sekä lämmöntalteenoton maksimilämpötila 100 °C (Schmitz & Schaumann 2005, 31).

Taloudellista kannattavuutta parantaa tehokas lämmöntalteenotto. Polttomootorissa noin kolmasosa polttoaineesta muuntuu lämmöksi pakokaasujen muodossa. Pakokaasujen lämmöntalteenotto toteutetaan käyttämällä savukaasulämmönvaihdinta, jolla lämpö voidaan ottaa talteen kuumana vetenä tai matalapaineisena 100–120-asteisena höyrynä. Talteenottoa rajoittaa kastepiste, jonka takia lämpötilan on oltava tarpeeksi korkea. Liian korkea lämpötilakin voi aiheuttaa korroosiota, jos polttoaineena käytetään hiiltä tai polttoöljyä. (Recknagel ym. 2007, 411.)

Toinen kolmasosa muuttuu kitkalämmöksi ja muiksi lämpöhäviöiksi, joista suurin osa poistuu jäähdytysvesikierron ja mahdollisen voiteluaineen jäähdytyksen kautta, osa häviää säteilemällä ja johtumalla. Voiteluöljyn lämmöntalteenotto voidaan toteuttaa sarjassa jäähdytysvesikierron kanssa. Voiteluöljyn lämpötila on tyypillisesti hieman alhaisempi kuin jäähdytyspiirin. Jäähdytyspiiristä saadun veden lämpötila on noin 85–95 °C, joka pysyy lähes vakiona jäähdytysveden virtausnopeudesta riippuen. (Mikalsen 2011, 134–135.) Iso osa ylimääräisestä lämmöstä voidaan ottaa talteen edellä mainittujen lähteiden lisäksi turboahtimen sekä sähkögeneraattorin jäähdytyksistä.

Pakokaasujen lämpötila on noin 450–650 °C, ja se sisältää noin 10–30 % polttoaineen energiasta, kun taas moottorin jäähdytysnesteessä olevan lämmön osuus on 30 %. Moottorista saatu lämpö on yleensä noin 90 asteisen veden muodossa. Moottorin lämpöä voidaan käyttää hyväksi myös alhaisilla kuormilla, mutta lämpötilan vaihtelut tulee ottaa huomioon lämmöntalteenottojärjestelmää (myöhemmin myös LTO) suunniteltaessa. (Boukhanouf 2011, 371.) Polttomootorin kokonaishyötysuhde riippuu voimakkaasti käytetystä kuormasta seuraavalla sivulla olevan kuvion 3 mukaisesti.



Kuvio 3. Tyypillinen energiatasapaino polttomoottorilaitoksessa (Mikalsen 2011, 136 mukaillen)

2.3.2 Mikroturbiini

Mikroturbiini on alle 100 kWe:n tuotantolaitoksissa käytettävä tekniikka. Mikroturbiinit ovat pienen kokoluokan kaasuturbiineja. Laitteistoon kuuluu yksinkertaisimmillaan kompressori, polttokammio, turbiini ja generaattori. Ilma puristetaan kompressorissa 3–5 barin paineeseen, polttoaine palaa polttokammiossa paineistetun ilman vaikutuksesta ja 900–950 °C lämpötilassa olevat palokaasut siirtyvät turbiiniin, jossa ne laajenevat. Tässä syntyy enemmän tehoa kuin mitä kompressori kuluttaa. Tämä ylimääräinen teho käytetään pyörittämään akselia, joka tuottaa generaattorissa sähköä.

Hyötysuhteen parantamiseksi käytetään rekuperaattoria, jolla palokaasujen lämpö siirretään ensiöilmaan. Nykyiset rekuperaattorilla varustetut mikroturbiinit tuottavat sähköä noin 30 %:n hyötysuhteella. Ilman rekuperaattoria tehokkuus olisi vain noin 15 %. Kokonaishyötysuhde on 75–85 %. Vaikka rekuperaattori parantaakin sähköhyötysuhdetta, rajoittaa se muuhun käyttöön saatavaa lämpöä. Mikroturbiineissa joissa ei ole rekuperaattoria, saadaan lämpö pakokaasuista hieman alle 600-asteisena. Rekuperaattorimallissa saadaan lämpö noin

270-asteisena. (Chamra ym. 2009, 15.) Mikroturbiinista on yksi- ja kaksiakselimalleja. Yksiakselisessa mallissa kompressor, turbiini ja generaattori ovat yhdessä akselissa kiinni kun taas kaksiakselisessa mallissa yksi turbiini pyörittää kompressorin ja toinen generaattoria. Yksiakselimalli on yleisempi. (Backman & Kaikko 2011, 147–149.)

Mikroturbiinit sopivat hyvin hajautettuun energiantuotantoon johtuen niiden kytkentöjen joustavuudesta ja luotettavasta toiminnasta. Muiksi tekniikan eduiksi voidaan laskea pieni koko, kyky käyttää useita polttoaineita, päästöjen hallinta sekä pieni huollontarve. (MicrE 2012.) Toisaalta kaasuturbiinitekniikan teholuokan pienentäminen heikentää hyötysuhdetta. Toinen heikkous on ympäristön lämpötilan suuri vaikutus sähkötehoon, sillä liian lämmin ilma laskee tehokkuutta. Lisäksi mikroturbiinin tulisi olla käytössä lähes jatkuvasti, sillä se parantaa toiminnan tehokkuutta ja vähentää huollon tarvetta. (Chamra ym. 2009, 17.)

2.3.3 Stirlingmoottori

Stirlingmoottoria on pidetty vuosia lupaavimpana mikro-CHP -ratkaisuna. Sen etuna on ulkoinen polttomoottori, joka mahdollistaa polttoprosessin tarkan hallinnan, alhaiset päästöt, korkean hyötysuhteen, luotettavuuden, pidennetyt huoltoajat sekä matalan ääni- ja värähtelytason. Näin stirlingmoottori on teknisesti sovelias mikro-CHP -tuotantoon omakotitaloluokassa. (Harrison 2011, 179.) Toisaalta tekniikan soveltuvuutta arvioitaessa tulee ottaa huomioon myös taloudellinen kannattavuus, joka ei vielä nykyään ole kohtuullisella tasolla.

Stirlingmoottorissa paloprosessi ja työkaasu ovat toisistaan erillään. Yksinkertaisimmillaan stirlingmoottorissa on sylinteri, regeneraattori, mäntä ja syrjäyttäjämäntä. Polttoainetta poltetaan moottorin ulkopuolella ja sillä pidetään yksi sylinterin pää kuumana samalla aikaa kun vastakkaista päätä jäähdytetään. Mäntä tekee työtä paineenvaihtelujen ansiosta. Työkaasua vuorotellen kuumennetaan ja jäähdytetään, mikä liikuttaa sitä edestakaisin kylmän ja kuumen pään välillä regeneraattorin kautta. Syrjäyttäjämäntä liikuttaa työkaasua sylinterin päiden välillä. Kuumen pään lämpötila voi olla 800 °C ja kylmän 80 °C. Mootto-

rin tehokkuutta parantaa regeneraattori, joka sitoo kuumen työkaasun lämpöä sen siirtyessä kylmään päähän ja luovuttaa sen takaisin kylmälle kaasulle sen siirtyessä kuumaan päähän. (Harrison 2011, 180–181.)

Stirlingmoottorin toimintamalli muistuttaa polttomoottoria. Kuitenkin polttomoottorissa on mahdollista säätää tehoa käytännöllisesti katsoen välittömästi säätämällä polttoaineen syöttöä. Stirlingmoottorin lämpöä varastoivan ominaisuuden takia tehoa ei saada ulos välittömästi ja samoin varastoitu lämpö tulee poistaa systeemistä ennen moottorin sammutusta jotta vältetään tuhlaamasta lämpöenergiaa ja mahdolliset vahingot moottorille. (Harrison 2011, 180–181.)

Koska stirlingmoottori on ulkoinen polttomoottori, sylinterissä oleva kaasu on kokonaan suljettu ympäristön ja paloprosessien ulkopuolelle. Lämpöä voi siirtyä polttimelta työkaasuun ainoastaan sylinterin seinämän läpi johtumalla. Tämä aiheuttaa stirlingmoottorin suurimman rajoitteen, sillä lämpöä on vaikea siirtää kaasuun tai siitä pois. Lämmönsiirto on vaikeaa pienten pinta-alojen takia. Lisäksi stirlingmoottorit ovat painavia ja kalliita, eivätkä ne sovellu pitkän käynnistysaikansa takia hätävaralaitoksiksi. Toisaalta tekniikan etuja ovat polttoprosessin tarkempi hallinta, minimaaliset päästöt, voitelun vähäinen tarve ja pitkä käyttöikä. (Chamra ym. 2009, 20–21.)

2.4 Lämmönsiirto

Tässä kappaleessa keskitytään erityisesti lämmön siirtymisen prosesseihin, joita hyödynnetään CHP-laitoksissa. Lämpö voi siirtyä johtumalla, konvektoitumalla tai säteilemällä. Lämmönsiirtimissä lämpö siirtyy suurimmaksi osaksi lämpösäteilemällä ja johtumalla.

Lämmön johtuminen tarkoittaa molekyylien välittämää ja lämpötilaeron aiheuttamaa lämmönkuljetusta kiinteässä, nestemäisessä tai kaasumaisessa aineessa. Johtuminen voi tapahtua myös aineesta toiseen niiden ollessa kosketuksissa toisiinsa. Näin tapahtuu lämmönsiirtimissä, joissa lämpö siirtyy liikkuvasta nesteestä tai kaasusta ensin rajapinnan kautta lämmönsiirtimeen johtumalla.

Syntyvän lämpövuon \vec{q} suuruus riippuu lämmönjohtavuudesta k ja aineiden välisen etäisyyden osamäärästä. Lämmönjohtavuus itsessään on materiaalin lämpötilan funktio. Lämpövuon suuruus \vec{q} voidaan laskea Fourierin lain mukaan seuraavalla kaavalla:

$$\vec{q} = -k \nabla T \quad (3.)$$

missä

k = lämmönjohtavuus, W/(m·K)

$-\nabla T$ = negatiivinen lämpötilagradientti, K/m

Konvektiolla eli kuljettumisella tarkoitetaan lämmön siirtymistä kaasussa tai nesteessä lämmön aiheuttamien virtausten mukana. Kuljettumisen aiheuttaa lämpötilaeroista aiheutuvat tiheyserot. Kuuma ja harva aine kohoaa painovoimakentässä ylöspäin. Konvektion lämpövirta voidaan laskea Newtonin jäähtymislain avulla:

$$\frac{dQ}{dT} = h \cdot A \Delta T(t) \quad (4.)$$

missä

$\frac{dQ}{dT}$ = lämpömäärän derivaatta lämpötilan suhteen

Q = lämpöenergia, J

h = lämmönsiirtymiskerroin, W/(m²·K)

A = lämmönsiirtopinta-ala, m²

$\Delta T(t) = T(t) - T_y$ = lämpögradientti ajan suhteen ympäristön ja kappaleen välillä

Säteilyllä eli termisellä säteilyllä tarkoitetaan energian siirtymistä sähkömagneettisten aaltojen välityksellä. Osa säteilystä heijastuu materiaalin pinnasta, osa imeytyy siihen ja osa siirtyy aineessa eteenpäin. Suurin osa kiinteistä ja nestemäisistä aineista on läpäisemättömiä (Holman 2010, 381). Säteilyn teho on suoraan verrannollinen absoluuttisen lämpötilan neljänteen potenssiin Stefanin-Boltzmannin yhtälön mukaan:

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \quad (5.)$$

missä

E_b = kokonaissäteilyn määrä kaikilla aallonpituuksilla, W/m²

σ = Stefanin-Boltzmannin vakio, $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/(m²·K⁴)

T = absoluuttinen lämpötila, K.

2.5 Hukkalämpö ja ylijäämälämpö

Hukkalämpö, ylijäämä- tai jätelämpö poistuu tuotantolaitoksesta esimerkiksi jäähdytysvesien, poistoilmojen, savukaasujen, jätevesien tai koneellisen jäähdytyksen lauhdelämmön mukana. Hukkalämmöllä viitataan tässä työssä moottorista kuljettuneeseen lämpöön, jota ei saada talteen. Ylijäämälämpö taas viittaa helposti käytettävissä olevaan lämmön muotoon, joka jää järkevän käyttökohteen puuttuessa käyttämättä. Ylijäämälämmön vähentämiseen ja lisääntyneeseen hyödyntämiseen ovat vaikuttaneet kallistunut energian hinta, energiatehokkuuden ja ympäristönsuojelun viranomaisvaatimukset sekä tekniikan kehitys. (Heikkilä & Kiuru 2014, 8–10.)

Tekniikan kehittyminen on lisännyt ylijäämälämmön hyödyntämistä. Esimerkkinä tästä on Joensuun jätevesiin varastoituneen lämpöenergian hyödyntäminen lämmitykseen lämpöpumpuilla Kuhasalon jätevedenpuhdistamolla (Joensuun Vesi 2015). Edelleen monien hankkeiden etenemistä estävät tekniikkaan liittyvät likaantumis-, suodatus- ja korroosio-ongelmat, kuten myös yritysten sisäisen asiantuntemuksen puute. Käytännön hyödyntämismahdollisuuksiin vaikuttavat lämpötila, entalpiavirran eli lämpötehon suuruus, lämpövirran väliaine ja faasi, väliaineen kemialliset ominaisuudet ja väliaineen puhtaus. Jos yksikin näistä on sopimaton, lämmön hyödyntäminen voi olla mahdotonta tai vähintään kannattamatonta. Silloin tulee selvittää prosessiketjusta tekijöitä, joita muuttamalla voitaisiin parantaa energiatehokkuutta ja kannattavuutta. (Heikkilä ym. 2014, 9–11.)

Ylijäämälämpöä voidaan hyödyntää teollisuuskohteissa useilla eri menetelmillä. Pääasiallisia tapoja on kolme: tuotantoprosessissa hyödyntäminen, kiinteistön

lämmitys ja jäähdytys absorptiolämpöpumpun avulla. Tuotantoprosessissa lämpöä voidaan käyttää mm. prosessin esilämmityksessä, kuivauksessa, höyrystyksessä, tislauksessa tai lämpö voidaan varastoida tulevaa käyttöä varten. Kiinteistön lämmitys tapahtuu yleensä vesilämmitysverkon avulla. Käytettäviä tekniikoita ovat savukaasupesuri, jätelämpökattila, lämmönvaihtimet ja lämpöpumppu. Absorptiolämpöpumpulla lämpö taas voidaan hyödyntää jäähdytyksessä kiertoprosessissa, jonka kiertoaineina vesi-litiumbromidi- tai ammoniakki-vesi-pari.

Ennen ylijäämälämmön hyödyntämisen arviointia tulisi varmistaa, että ylijäämälämmön syntyminen on minimoitu prosessi- ja laitetasolla, kohteen primäärienergiaa käyttävien prosessien toiminta on säädetty mahdollisimman energiatehokkaaksi ja sekundäärilämmön käyttö on maksimoitu (Heikkilä ym. 2014, 50). Kun arvioidaan ylijäämälämpöä hyödyntävien järjestelmien tarpeellisuutta, tulee ensin ottaa huomioon seuraavat asiat:

- Nykyisten järjestelmien toiminta suunnitteluarvoissa
- Virtausten, tuotannon ja lämpötilojen muutokset nykyisessä toiminnassa
- Järjestelmien toiminnan tehostaminen
- Järjestelmien huolto, kunnossapito ja kalibrointi

2.6 Lämmöntalteenotto

Lämmöntalteenotto tapahtuu eri tavoilla jokaisessa CHP-laitostyypissä. Pienet LTO-järjestelmät kuten lämmönvaihtimet, putkistot, pumput, äänenvaimentimet ja laajenemisastiat voidaan toimittaa yhdessä paketissa. Joissain tapauksissa lämmöntalteenotto toimitetaan voimakoneen kanssa samaan pakettiin integroituna. Jälkimmäinen tapaus on yleinen pienissä polttomootorijärjestelmissä. Toisinaan lämmöntalteenotto toteutetaan erillisenä pakettina joka yhdistetään voimakonejärjestelmään. (Petchers 2003, 122.)

Petchersin (2003, 122–123) mukaan yhteistuotannossa käytetään pääasiallisesti seuraavia lämmöntalteenoton toteutuksia:

Ilman lämmitysjärjestelmät

Pakokaasua käytetään suoraan prosessin lämmityksessä tai paloilman esilämmityksessä. Joissain järjestelmissä moottorin vaippavettä käytetään yhdessä pakokaasun kanssa ilmanvaihdon lämmitykseen.

Nesteen lämmitysjärjestelmät

Monissa tapauksissa, etenkin pienissä polttomoottoreissa pakokaasuja ja moottorin vaipan lämpöä käytetään kuuman veden tuottamiseen. Tyypillisessä järjestelmässä vettä kierrätetään moottorivaipan ja pakokaasusta lämpöä sitovien lämmönvaihdivien kautta sarjassa. Erittäin korkealämpötilaisissa prosesseissa käytetään paineistettua järjestelmää, jolla estetään kiehuminen. Vaihtoehtoisesti fluidin lämmitys toteutetaan pumppaamalla vettä tai orgaanista nestettä suljetussa lämmöntalteenottopiirissä, jossa se lämpenee kuuman pakokaasun vaikutuksesta.

Matalapaineisen höyryn tuottaminen

Keskikokoisissa ja suuren kokoluokan moottoreissa korkeintaan kahden baarin paineista höyryä voidaan tuottaa jäähdytysnesteeseen kerääntyneestä lämmöstä. Toteutus voi olla korkealämpöinen pakotettu kierto tai erityisjäähdytetty järjestelmä (*ebulliently cooled system*). Jälkimmäisessä tapauksessa moottorin hukkaama lämpö poistuu höyrystymisen myötä.

Korkeapaineisen höyryn tuottaminen pakokaasun lämmöllä

Kaasuturbiinin ja polttomoottorin pakokaasuista saadaan lämpö talteen höyrygeneraattoreilla (*heat recovery steam generator*). Pitkälle kehitetyissä järjestelmissä on monipainekattiloita (*multiple-pressure boiler*). Höyryn määrää voidaan säännöstellä paineensäätimellä, joka ohjaa ylimääräisen höyryn lauhduttimelle, tai ohjaamalla lämmöntalteenottoyksikköä ympäröivät pakokaasut toisaalle.

Saatavilla olevan lämmön määrä voidaan laskea seuraavalla kaavalla:

$$Q = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (6.)$$

missä

Q = yhteensä saatavilla oleva lämpö (kJ/h)

\dot{m} = lämmön massavirta (kg/h)

h_1 = sisääntulevan lämpövirran entalpia (kJ/h)

h_2 = ulos lähtevän lämpövirran entalpia (kJ/h)

2.7 Lämmönsiirtimet

Lämmöntalteenotto tapahtuu pääasiallisesti muutaman eri lämmönsiirrintyytin avulla. Lämmönsiirrinten tai -vaihdinten yleinen toteutus on kahden fluidin virtaaminen pitkin fluidit erottavaa kalvoa, jonka läpi lämpö johtuu korkealämpöisestä matalalämpöiseen fluidiin. Lämmön siirtyminen riippuu logaritmisesta keskimääräisestä lämpötilaerosta nesteiden välillä.

Virtaus voi tapahtua yhdensuuntaisesti, vastavirtaisesti, ristivirtaisesti tai sekoitumalla. Vastavirta on tehokkain lämmönsiirron tapa, sillä se tuottaa suurimman lämpötilaeron ja vaatii vähiten lämmönsiirron pinta-alaa. Lämmönsiirtimet voidaan myös jakaa suorakontakti- ja välillisen kontaktin tyyppeihin. Suorakontakti-lämmönsiirtimissä lämmönsiirtoaineet ovat keskenään kosketuksissa. Yksi esimerkki on pyörivä lämmönsiirrin, jossa lämmönsiirrin ensin lämpenee suorassa kontaktissa ilma- tai kaasuvirran vaikutuksesta ja pyörähdettyään puoli kierrosta lämmittää toista ilmavirtaa. Epäsuoran kontaktin periaatteella toimivissa lämmönsiirtimissä jokaisella fluidivirralla on oma kiertonsa, jolloin virrat voivat olla eri paineissa. (Petchers 2003, 121.)

Petchersin (2003, 121–122) mukaan epäsuoria lämmönsiirtimiä ovat seuraavat yleisesti käytetyt mallit:

- **Putkilämmönsiirtimessä** (*shell-and-tube heat exchanger*) on sylinteri, jonka sisällä on nippu putkia. Yleensä korkeapaineinen fluidi virtaa putkissa ja matalapaineinen kuoressa. Jos lämmittävä fluidi on höyryä, virtaus tapahtuu kuoren läpi.
- **Konsentrisessa putkilämmönsiirtimessä** (*concentric tube heat exchanger*) voidaan käsitellä korkeapaineisia fluideja. Lämmönsiirtimessä voi olla yksi putki, putkinippu tai spiraalikierukka ja virtaus voi tapahtua yhdensuuntaisesti tai vastavirtaisesti.

- **Neste-neste-levylämmönvaihtimessa** (*plate-and-frame liquid/liquid heat exchanger*) kuuma ja kylmä fluidi virtaavat kahden levyn välisessä tilassa.
- **Ripaputkilämmönvaihtimissa** (*finned-tube heat recovery steam generator*) kuumasta pakokaasusta tuotetaan höyryä.

Tästä työstä on rajattu pois tarkempi analyysi lämmönvaihdinten eroista ja käyttökohteista. Lämmönvaihtimissa tapahtuvasta aineen- ja lämmönsiirrosta tarkempaa tietoa on saatavilla mm. seuraavissa teoksissa: Seppälä, A. & Lampinen, M.J. 2004. Aineensiirto-oppi. Otatieto: Helsinki. Wagner, W. 1988. Lämmönsiirto. Helsinki: Painatuskeskus Oy.

3 Hukkalämmön hyödyntäminen jäähdytyksessä

Tehokkuusluvuiltaan tunnetusti hyvät ja kompaktit mekaaniset lämpöpumput ovat hyvä ratkaisu tilojen jäähdytyksessä sähkön hinnan ollessa alhainen. Kun halutaan minimoida energiantuotannon kustannukset tuotettua energiamäärää kohden, tulee maksimoida polttoaineesta saatava hyöty. Tähän ei välttämättä päästä mekaanisilla pumpuilla, jotka käyttävät lämpöä korkea-arvoisempaa ja kalliimpaa sähköä energianlähteenään. Hukkalämmön hyödyntäminen jäähdytyksessä tulee kyseeseen, kun lämpökuormalle ei ole riittävästi käyttöä sellaisenaan. Mitä vähemmällä prosessoinnilla lämpöä voidaan hyödyntää, sen edullisempaa se on. Ylimääräisten vaiheiden, kuten puristamisen lisääminen lisää myös lämpöhäviöitä prosessissa.

3.1 Yleisesti jäähdytyskierrosta

Yksinkertaiseen jäähdytyskiertoon kuuluu jäähdyttävä kiertoaine, joka käy läpi faasimuutoksia joiden aikana se absorboi eli sitoo tai desorboi eli luovuttaa lämpöä. Lämpöenergia siirtyy lämmönlähteestä matalapaineiseen nestemäiseen jäähdytysaineeseen, jolloin jäähdytysaine höyrystyy. Tämän jälkeen aine luovuttaa lämpönsä nesteytyessään korkeassa paineessa ja lämpötilassa. (Dinçer ym. 2010, 22.) Perinteisessä käänteisessä rankine-työkierrossa eli höyrykompressiokierrossa käytetään mekaanista energiaa tuottamaan lauhduttimella tapahtuva puristus ja höyrystimellä tarvittava matala paine. Absorptiokierto on edellä mainitun kaltainen, mutta puristuksen sijaan hyödynnetään lämpöä ja jäähdytysaineen absorboivan materiaalin voimakasta kemiallista affiniteettiä. Käytännön sovelluksissa lämpöä siirretään jäähdytettävästä tilasta tai prosessista suoraan jäähdytysaineeseen tai epäsuorasti suolaveden tai jäähdytetyn veden avulla. Jäähdytysaine luovuttaa lämpönsä joko suoraan ilmaan tai jäähdytysväliaineeseen kuten esim. lauhdutinvedeen, josta lämpö siirtyy johonkin lämpöä luovuttavaan laitteeseen kuten jäähdytystorniin. (Petchers 2003, 624.)

Perinteisen sähköisen jäähdytyslaitteen tehokkuusluku eli COP-luku voi olla 2–4 kertaa lämmöllä toimivaa laitetta suurempi. Tämä perustuu kuitenkin vain lopukäytön tehokkuuteen eli laskelmaan siitä, kuinka tehokkaasti kohteessa oleva sähköenergia muutetaan jäähdytysenergiaksi. Valmistajien ilmoittamaa COP-lukua laskettaessa ei huomioida sähköntuotantoprosessin ja sähkönjakelun häviöiden vaikutusta. Nämä huomioimalla tekniikoista tulee vertailukelpoisempia. (Petchers 2003, 633–634.)

3.2 Lämmöllä toimivat jäähdytystekniikat

Tässä kappaleessa käsitellään pien-CHP-laitoksiin sopivia lämpökäyttöisiä ilmastoinnin ja jäähdytyksen tekniikoita. Lämmöllä toimivaa jäähdytystä on käytetty reilusti yli sata vuotta, jopa pitempään kuin höyrykompressoria, mutta nykyisin suurin osa kiinteistöjen jäähdytyksestä tuotetaan mekaanisilla lämpöpumpuilla johtuen mm. sähköön hyvästä saatavuudesta. Vuosikymmenten kehitys on tuottanut tehokkaita ja kustannustehokkaita kompressorilämpöpumppuja. Toisaalta erilaisissa tehtaissa ja CHP-laitoksissa saadaan ylijäämälämmön käyttöön perustuvilla koneilla hyötyjä energiatehokkuuden, päästövähennysten ja säästyneen rahan muodossa.

Talteen otetun lämmön määrä ja laatu ratkaisee, mitä lämpökäyttöisiä jäähdytyslaitteita voidaan hyödyntää ja millä tekniikoilla moottorin lämpö otetaan talteen. Käytetty sähkö- ja lämmöntuotannon tekniikka asettaa tälle rajat. Seuraavalla sivulla olevassa taulukossa 1 on esitelty moottorityypin asettamia rajoitavia tekijöitä. Hyötysuhteet ovat alemman lämpöarvon (LHV) mukaan kuvattuja. Alempi lämpöarvo on se lämpöenergian määrä polttoaineen massayksikköä kohti, joka saadaan toimituskosteasta polttoaineesta. Se voidaan laskea vähentämällä ylemmästä lämpöarvosta vesihöyryn höyrystymislämpö. Ylempi lämpöarvo taas on se vapautuvan lämpöenergian määrä polttoaineen massayksikköä kohti, kun palaminen on täydellistä ja palamistuotteet jäähtyvät 25 °C:n lämpötilaan.

Taulukko 1. Moottorityyppien tekniset ominaisuudet (Gluesenkamp & Radermacher 2011, 265 mukaillen)

	Ottomoottori	Dieselmoottori	Stirlingmoottori	Mikroturbiini
Kapasiteetti (kWe)	>0,5	>5	>0,5	>25
Sähköhyötysuhde	15–30 %	20–40 %	10–30 %	15–35 %
Kokonais- hyötysuhde (LHV)	80–90 %	80–90 %	70–90 %	75–85 %
Alempi lämpötila (°C) ja sijainti	65–75 jäähdytysvaippa	65–85 jäähdytysvaippa	40–75 kaasun jäähdytys	–
Ylempi lämpötila (°C) ja sijainti	480–730 pakokaasu	250–500 pakokaasu	200–300 savukaasu	~260 pakokaasu

Lämpökäyttöiset jäähdytystekniikat voidaan jakaa avoimiin tai suljettuihin kiertoihin. Avoimessa kierrossa työaineena toimii ilma, joka imetään järjestelmään ja poistetaan ilman kiertoa. Suljetussa kierrossa työaine kiertää prosessissa ilman massahäviöitä. Jälkimmäisessä voidaan käyttää useita erilaisia fluideja kuten vettä, ammoniakkaa, alkoholeja, hiilivetyjä ja suolaliuoksia. (Itkonen 1983, 207.) Seuraavissa kappaleissa käsiteltävät absorptio- ja lämpöpumppu sekä mekaaninen höyryejektio ovat suljettuja kiertoja, kun taas adsorptio- ja absorptiokuivauslaitokset ovat avoimia prosesseja. Liitteen 1 taulukossa 2 on esitelty tekniikoiden ominaisuuksia ja rajoituksia.

Aine pystyy sisältämään tietyn määrän lämpöä. Kun nestettä kuumennetaan, sen lämpötila nousee kiehumispisteeseen. Nesteen kuumennuksen aikana sitomasta lämmöstä käytetään nimitystä tuntuva lämpö. Lämpö, joka vaaditaan nesteen muuttamiseksi höyryksi samassa lämpötilassa ja paineessa on latenttilämpö. Jäähdytyskuormalla on kaksi eri komponenttia, tuntuva (sensible heat) ja latentti lämpö (latent heat). Tuntuva jäähdytys tarkoittaa kuivan lämmön poistamista, kun taas latenttijäähdytys viittaa kosteuden poistamiseen kuivaamalla. (Dinçer ym. 2010, 10.) Seuraavissa kappaleissa esiteltävä desikanttijäähdytys perustuu latenttilämmön poistamiseen ja adsorptio- ja absorptiojäähdytys tuntuvan lämmön poistamiseen prosessista tai tiloista.

3.3 Höryejektio

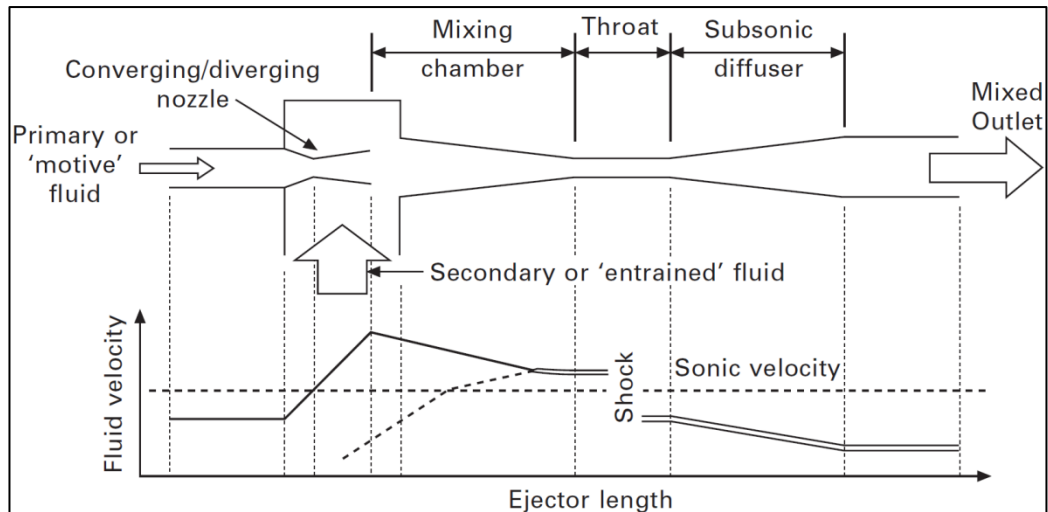
Termomekaaninen höryejektio¹ on yksinkertainen, mutta erittäin harvoin käytetty prosessi, joka toimii sorptioprosesseja heikommalla hyötysuhteella. Laitteiston COP-luku on noin 0,2–0,3 (Gluesenkamp & Radermacher 2011, 287). Tekniikan etuna on se, ettei prosessissa ole liikkuvia osia. Tekniikkaa hyödyntämällä voidaan kohottaa yksivaiheisen absorptiojäähdytyksen COP-lukua vastaamaan lähes kaksivaiheista absorptiojäähdytystä (Chunnanond & Aphornratana 2003, 148).

Höryejektiossa yli 80 °C:sta lämpöä tuodaan kattilaan tai generaattoriin, jolloin korkeapaineinen nestemäinen jäähdytysaine höyrystyy. Jäähdytysaineena käytetään useimmiten vettä. Syntynyt korkeapaineinen höry (ns. *primaarifluidi*) virtaa ejektorin suuttimen läpi ääntä nopeammin. Tämä aiheuttaa erittäin matalan paineen alueen sekoituskammioon. Paine-erosta johtuen höyrystimeltä virtaa kammioon höyryä (ns. *sekundaarifluidi*) ja fluidit sekoituvat. Tämän ansiosta jäähdytysaine höyrystyy matalassa paineessa ja tuottaa jäähdytystä. Tämän jälkeen höyryjen sekoituksen virratessa lauhduttimelle diffuusorin² läpi nopeus hidastuu ja painetaso palautuu ennalleen. Lauhduttimessa höry nesteytyy luovuttaen lämpöä ympäristöön. Osa nesteytyneestä jäähdytysaineesta pumpataan takaisin kattilaan, osa palautetaan höyrystimelle paisuntaventtiilin kautta nesteen ja höyryn seoksena. (Chunnanond ym. 2003, 130–131; 135.)

Kuviossa 4 on kuvaus prosessista ja fluidin nopeudesta kierron eri vaiheissa. Kaaviossa kaksoisviiva tarkoittaa täysin sekoittunutta fluidia, yksittäinen viiva primaarifluidia ja katkoviiva sekundaarifluidia.

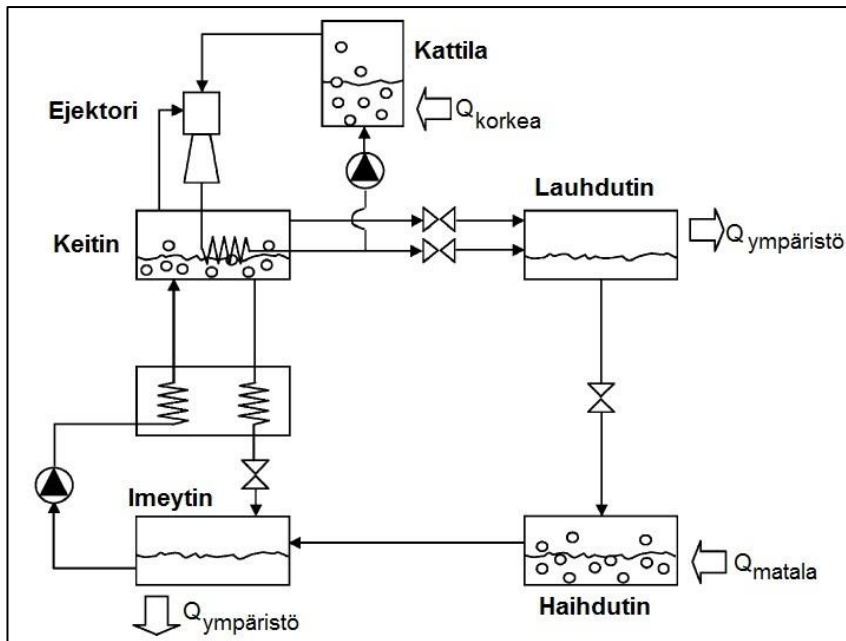
¹ *Thermo-mechanical steam ejector*

² *Diffuser*



Kuvio 4. Ejektorin virtauskaavio ja fluidin nopeusprofiili (Gluesenkamp ym. 2011, 285)

Ns. hybridi ejektor-absorptiokierto voidaan toteuttaa pienessä CHP-tuotannossa esimerkiksi kuviossa 5 kuvatulla tavalla. Kierrossa yhdistetään höyryejektori ja yksivaiheinen absorptiojäähdytin. Höyryjektorilla otetaan talteen jäähdytysaineen kondensoitumisesta vapautuva lämpö, joka syötetään takaisin absorptiojäähdyttimen generaattoriin. Liuoksen ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) maksimilämpötila on $80\text{ }^\circ\text{C}$, mikä estää korroosiosta aiheutuvat ongelmat. Tällä järjestelmällä voitaisiin päästä COP-lukuun 1,035. (Wu & Eames 1998, 1157; Chunnanond ym. 2003, 150.)



Kuvio 5. Hybridi ejektori-absorptiokierto (Wu & Eames 1998, 1151 mukailen)

3.4 Sorptiolämpöpumput

Mekaanista höyryejektiota lukuun ottamatta lämpökäyttöiset jäähdytysprosessit perustuvat *sorptioprosesseihin*. Sorptiokuivauksessa kosteus ad- tai absorboituu kuivausaineen pinnalle ja vesi vaihtaa muotoaan höyrystä sorboiduksi nesteeksi. Absorptiossa absorptiomolekyylit liukenevat absorboivaan materiaaliin, mikä muuttaa absorbentin kemiallista koostumusta. Adsorptiossa molekyylit siirtyvät adsorbentin pinnalle *van der Waalsin* voiman ansiosta kaasun ja kiinteän aineen kohtaamispinna. Absorptiokapasiteetti on riippuvainen absorboivan aineen tilavuudesta; adsorptiokapasiteetti adsorboivan materiaalin pinta-alasta. (Gluesenkamp ym. 2011, 269.)

Sorptiolämpöpumput toimivat muuten samalla tavalla kuin perinteiset rankine-kierrolla toimivat mekaaniset lämpöpumput, mutta niissä kompressori on korvattu sorptiolaitteistolla ja sorptioisotermin riippuvuutta lämpötilasta käytetään hyväksi paineistettaessa ja höyrystettäessä jäähdytysaine. Tekniikan

eduiksi voidaan lukea vähäinen liikkuvien osien määrä ja melu, pitkä käyttöikä ja alhaiset käyttökustannukset (Recknagel ym. 2007, 611).

3.4.1 Absorptiojäähdytin

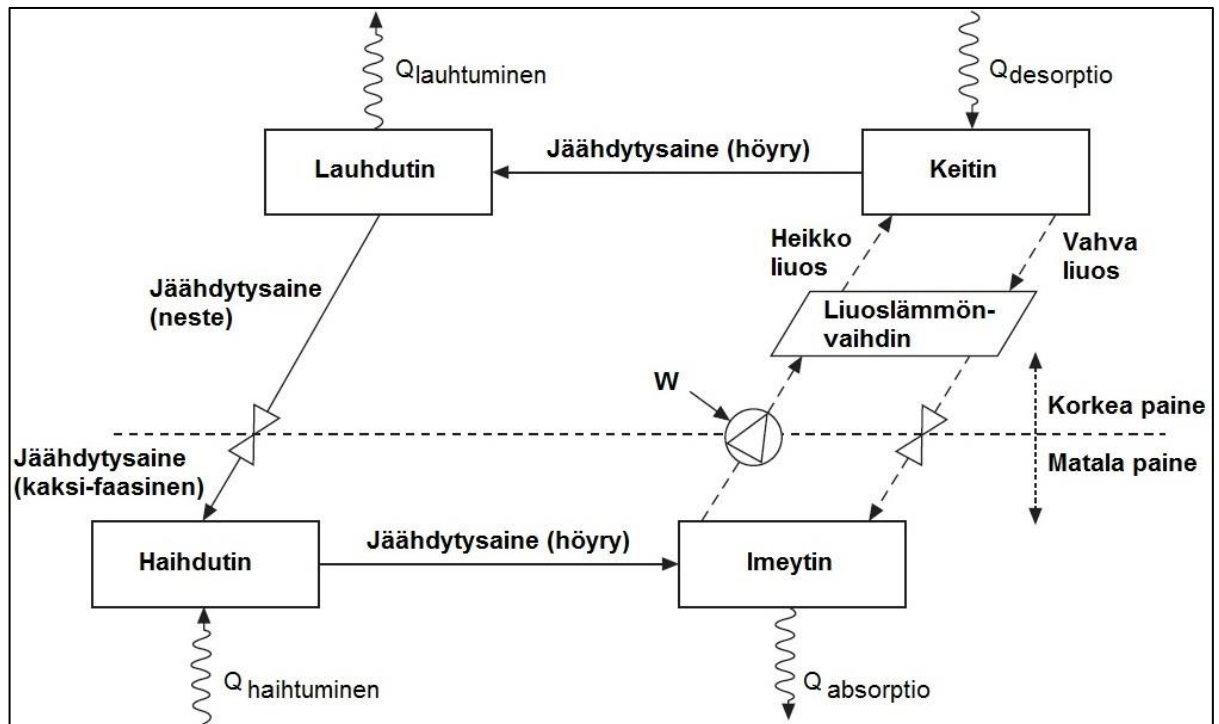
Absorptiojäähdytys on mekaanisen höyrykompressorin kaltainen prosessi, mutta perustuu absorbentin kemialliseen affiniteettiin, eli kykyyn jolla molekyylit voivat muodostaa kemiallisia yhdisteitä. Yleisimmät absorptiokierrot ovat litiumbromidi (LiBr) ja ammoniakki-vesi ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). Ensimmäiseksi mainittu on yleisesti käytössä suurissa yksiköissä, kun taas jälkimmäisiä sovelluksia on käytössä alhaisia lämpötiloja vaativissa teollisissa prosesseissa. (Petchers 2003, 704.)

Prosessissa on neljä pääasiallista komponenttia: imeytin (absorber), kiehutin (desorber), lauhdutin ja höyrystin. Imeyttimessä matalassa paineessa oleva kylmäainehöyry kondensoituu eli nesteytyy ja imeytyy lämpimään ja konsentroituneeseen absorbenttiliuokseen. Kondensaatio- ja absorptiolämpö poistetaan imeytinputkiryhmästä jäähdytysveden avulla systeemin ulkopuoliseen lämpönieluun, kuten jäähdytystorniin. Kun kylmäainehöyry ja vahva absorbenttiliuos sekoittuvat, syntynyt konsentraatioltaan heikko liuos paineistetaan ja pumpataan kiehuttimeen.

Kiehuttimeen tuodaan lämpöä, minkä vaikutuksesta nestemäinen kylmäaine ja absorbentti erottuvat toisistaan, eli kylmäaine regeneroituu. Kuuma konsentroitunut liuos luovuttaa lämmönvaihtimen kautta lämpöään kiehuttimelle tulevaan heikkoon liuokseen samalla kun se pumpataan takaisin imeyttimeen.

Kiehuttimelta tuleva kuuma ja korkeassa paineessa oleva kylmäainehöyry virtaa lauhduttimelle, jossa se nesteytyy lämpönsä luovuttaen. Useimmiten käytetään nestejäähdytteisiä lauhduttimia. Tämän jälkeen kylmäaine virtaa paisuntaventtiilille.

Lämmin nestemäinen jäähdytysaine laajenee mennessään paisuntaventtiiliin läpi höyrystimeen. Siellä se höyrystyy matalassa lämpötilassa ja paineessa ja sitoo lämpöä, minkä jälkeen höyry palaa takaisin imeyttimeen.



Kuvio 6. Absorptiokierto (Gluesenkamp ym. 2011, 281 mukaillen)

Tyypilliset LiBr-kierrot

Yksivaiheisessa eli ns. single-effect-absorptiolämpöpumpussa voidaan hyödyntää matalapaineista höyryä tai kuumaa vettä noin 93–132 °C:n lämpötilassa tai 1,6–2,0 baarin paineessa (Petchers 2003, 704–705). Gluesenkampin ja Radermacherin (2011, 268) mukaan 75–105 °C on riittävä regeneraatiolämpötila. Yksivaiheisella laitteistolla ei päästä hyvin lämpöhyötysuhteisiin, vaan COP-luku saattaa olla vain 0,7 (Koljonen & Sipilä 1998, 23).

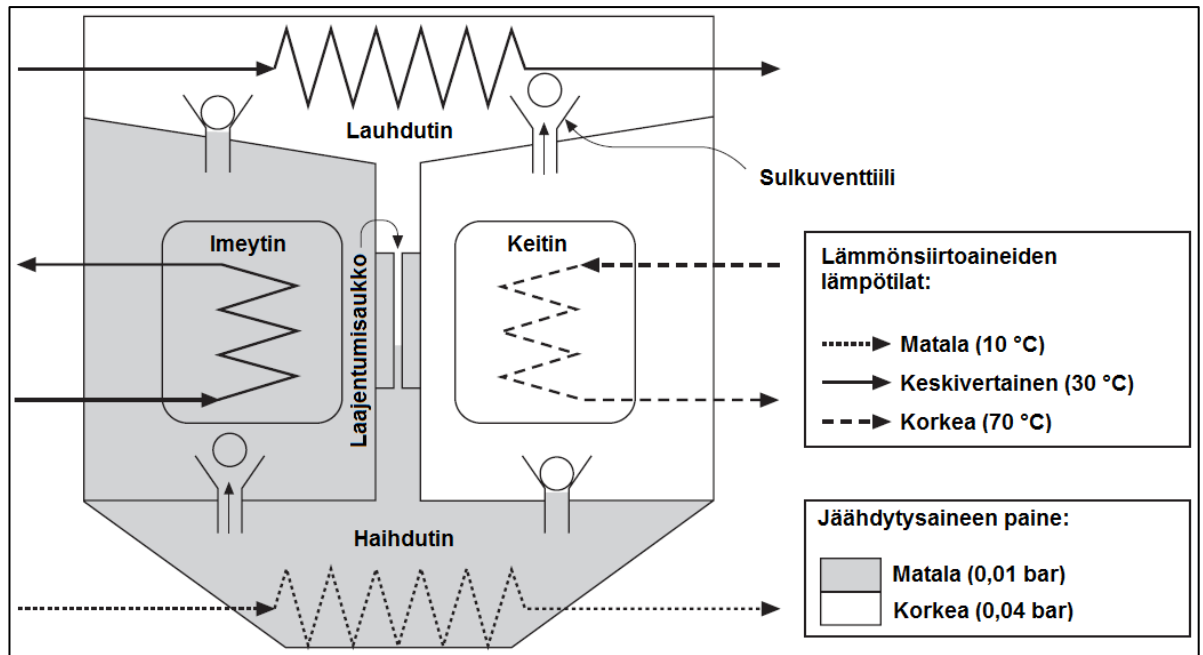
Kaksivaiheinen double-effect-absorptiolämpöpumppu sisältää toisen kiehuksen, lauhtuttimen ja lämmönvaihtimen. Ensimmäiseltä kiehukselta talteen otettu nesteytymislämpö käytetään lämmittämään toisessa kiehuksessa olevaa vettä. Lisäksi rekuperaattorilla otetaan talteen toiselta kiehukselta lähtevän liuoksen lämpö. Lämpöhyötysuhde paranee noin 70 %:iin verrattuna yksivaiheiseen prosessiin. (Petchers 2003, 706.) Kaksivaiheinen prosessi

3.4.2 Adsorptiojäähdytin

Adsorptioprosessissa liuotinaine eli adsorbaatti adsorboituu eli tarttuu adheesiovoimalla adsorboivan materiaalin eli adsorbentin pinnalle. Adsorptiolämpöpumpussa on kaksi adsorbentilla päällystettyä lämmönvaihdinta, jotka ovat erillisissä kammioissaan. Toista lämmönvaihdinta lämmitetään, jolloin jäähdytysaine desorboituu sen pinnalta. Prosessissa kammion paine nousee, kunnes ylempi sulkuventtiili aukeaa ja höyrymäinen jäähdytysaine siirtyy lauhduttimelle, jota jäähdytetään ulkoilman lämpötilassa olevalla vedellä. Kondensoitunut jäähdytysaine tihkuu laajenemisaukon läpi ja jäähtyy adiabaattisesti, eli lämpöenergian muuttumatta, laajetessaan. Tässä syntyy kaksifaasinen jäähdytysaine, jonka nestemäinen osuus haihtuu haihduttimen pinnalta. Tämä tuottaa jäähdyttävän vaikutuksen. (Gluesenkamp ym. 2011, 282–284.)

Adsorptiolämpöpumpuilla on absorptiolämpöpumppuja pienempi COP-luku, mutta toisaalta työaineparivalikoima on laajempi, regeneraatiolämpötila on mukautuvampi ja ns. parasiittisähkön, eli pumppujen ja tuulettimien toimintaan tarvittavan sähkön käyttö on pienempi. Adsorptiolaitteiston eräs suurimmista haasteista on adsorbentin pakkaaminen siten, että tehokas lämmön- ja massansiirto saadaan aikaiseksi järkevässä kokoluokassa. (Gluesenkamp ym. 2011, 282.)

Työainepareista yleisimpiä ovat aktiivihiili-metanoli, zeoliitti-vesi ja silikageeli-vesi. Jälkimmäistä käytetään usein matalan lämpötilan laitteistoissa, sillä sen desorptio- eli regeneraatiolämpötila on korkeintaan 120 °C. Zeoliitilla desorptiolämpötila vaihtelee välillä 70–250 °C:seen. Toisin kuin silikageeli, zeoliitti ei tuhoudu korkeassa lämpötilassa. Toisaalta sen korkea adsorptiolämpö johtaa alhaiseen COP-lukuun. (Wang, Wang & Wu 2014, 7–8.)



Kuvio 8. Adsorptiolämpöpumppu (Gluesenkamp ym. 2011, 283 mukailen)

3.5 Desikanttikuivaus

Desikanttikuivaus³ on toimiva ratkaisu kun ilman kosteus halutaan saada alhaiseksi. Mekaaniset lämpöpumpput eivät pysty taloudellisesti saavuttamaan kastepistettä alle 4 °C:n lämpötiloissa, minkä lisäksi ne usein ylijäähdyttävät ilmavirran sopivaan kosteuteen ja sitten lämmittävät ilman uudestaan sopivaan lämpötilaan. Desikanttikuivauksella voidaan poistaa ilmansaasteita ja vähentää laitteistolle kosteudesta aiheutuvia vahinkoja. (Petchers 2003, 718.)

Desikanttikuivausprosessissa ilma ensin lämmitetään tuntuvasti kosteutta poistaen, minkä jälkeen se jäähdytetään usein tavallisella höyrykompressoripumpulla tai absorptiojäähdyttimellä. Desikanttikuivaimessa kuivausmateriaalin eli *desikantin* pinnalle syntyy matalan höyrynpaineen alue, jolloin vesihöyrymolekyylit liikkuvat ilmassa olevasta korkeampipaineisesta vesihöyrystä desikantin pinnalle. Samalla kondensaatiossa vapautuu latenttilämpöä, mikä johtaa desikantin ja ympäröivän ilmavirran lämpenemiseen. Kun koste-

³ Desiccant dehumidification

aa desikanttia sitten lämmitetään, sen höyrynpaine kasvaa ja se luovuttaa kosteutta ympäröivään ilmaan. (Petchers 2003, 719.)

Desikantille tärkeitä ominaisuuksia ovat suuri vesitilavuus painoyksikköä ja tilavuutta kohti, kemiallinen ja fyysinen stabiilius sekä kyky kestää kontaminoitumista epäpuhtauksista. Lisäksi sorptioisotermin tulee vastata haluttua sovellusta. Desikantin hygroskooppisuudesta eli sen kyvystä sitoa kosteutta seuraa matalampi höyryn kyllästymispaine desikantin pinnalla. Kun desikantin pinnalla oleva höyrynpaine on matalampi kuin pinnan yläpuolisessa ilmassa olevan veden osapaine, tapahtuu veden sorptio ilmasta desikanttiin. Sorptioprosessi jatkuu, kunnes desikantti kyllästyy eli saavutetaan painetasapaino. Tällöin desikantti voidaan kuivata tai regeneroida kuumentamalla, että sen höyrynpaine nousee yli ympäröivän ilmassa olevan veden osapaineen. Vuorotellen kyllästävä desikantti prosessi-ilman kosteudella, regeneroimalla se kuumennetulla ilmavirralla ja jäähdyttämällä desikantti prosessi-ilmalla uutta sorptiota varten voidaan tiloista poistaa kosteutta. (Gluesenkamp ym. 2011, 269–271.)

3.5.1 Adsorptiokuivaus

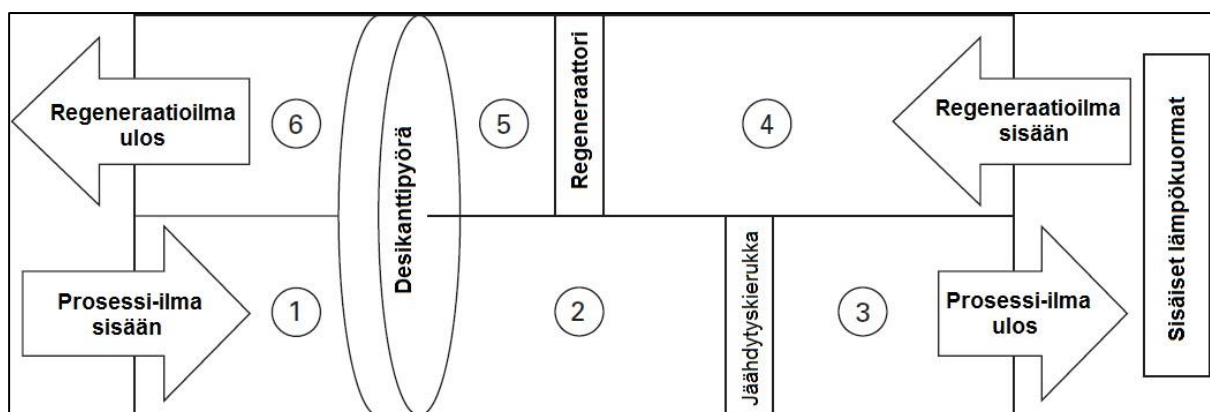
Adsorptiokuivauksessa⁴ desikanttia voidaan käyttää kahdella tavalla: tiiviisti pakattuna adsorboivina jyvinä tai pelletteinä tai päällystämällä suuripinta-alainen materiaali ohuella kerroksella adsorbenttia. Päällystämällä esimerkiksi ripalämmönvaihdin adsorbentilla voidaan lämpöä siirtää desikantista sisäisellä lämmönsiirtofluidilla. Pakatut jyvät vaativat lämmönsiirtoon ilmavirran. (Gluesenkamp ym. 2011, 269.)

Adsorptiokuivaus toteutetaan usein desikanttipäällysteisellä pyörivällä lämmönvaihtimella, eli ns. *desikanttipyörällä*, joka kääntyy hitaasti prosessi- ja regeneraatioilmavirtojen välillä. Koska prosessi-ilman täytyy ensin jäähdyttää

⁴ *Solid (adsorptive) desiccant dehumidification*

desikanttia ennen kuin desikantti alkaa kuivata ilmaa, kuivausalueen ensimmäiset käännosasteet jäähdyttävät desikanttia tuntuvasti. Pyörän hitaasta pyörimisnopeudesta (noin 1 kierros/min) johtuen tämä ei vaikuta prosessi-ilman lämpötilaan merkittävästi. Pyörän pyöriessä desikantin pintaan imeytynyt vesihöyry käy läpi faasimuutoksen höyrystä osin nestemäiseksi. Samalla vapautuva latenttilämpö nostaa prosessi-ilman lämpötilaa, ja sitoo tuntuvaa lämpöä. Voidaan sanoa, että desikanttipyörä toimii vakioidulla entalpiatasolla, jolla latenttilämpöä vaihdetaan tuntuvaksi lämmöksi. Prosessi-ilmaa samanaikaisesti kuivataan ja lämmitetään. Desikanttipyörän jälkeen prosessissa oleva haihdutin/jäähdytyskierukka tuottaa kuivatusta ilmasta tuntuvaa jäähdytystä. Jäähdytysjärjestelmän COP-luku ja jäähdytyskapasiteetti paranevat tällä ratkaisulla, sillä ilma täytyy jäähdyttää vain sopivaan lämpötilaan kastepisteen sijaan. (Gluesenkamp ym. 2011, 271–272; 274.) Kuvio 9 kuvaa tavanomaista desikanttipyörän toteutusta.

Desikanttimateriaaleina käytetään suhteessa tilavuuteensa suuripintaalaisia, erittäin huokoisia aineita. Zeoliiteilla on yhtenäinen huokoskoko johtuen niiden kristallimaisesta rakenteesta. Pienet muutokset höyrynpaineessa muuttavat kosteuspitoisuutta voimakkaasti riippuen zeoliitin tyypistä. Muilla desikanteilla huokoskoko vaihtelee jollain tietyllä välillä. Silikageelillä on suuri kapasiteetti ja laajin toiminta-alue, joskin kosteuden vähentämiseksi tarvitaan suuria paineen muutoksia. (Gluesenkamp ym. 2011, 272–273.)



Kuvio 9. Desikanttipyörän prosessikaavio (Gluesenkamp ym. 2011, 271 mukaillen)

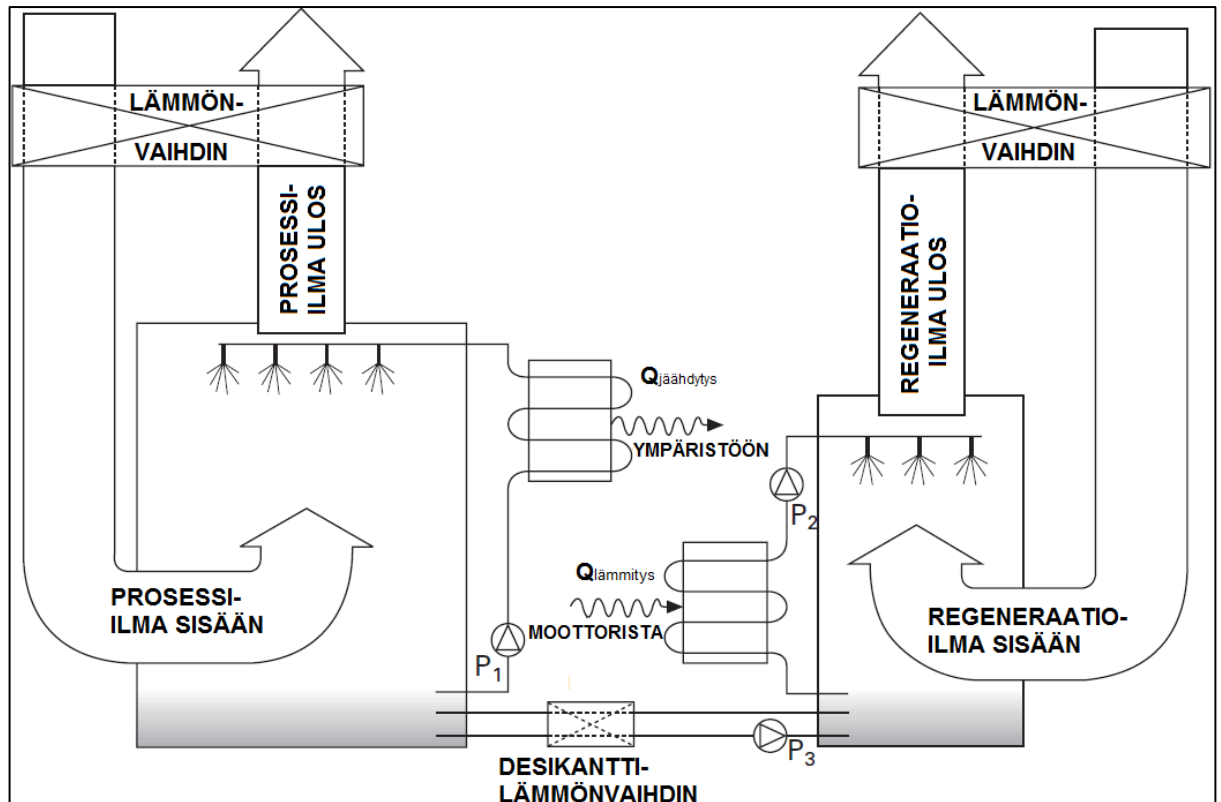
3.5.2 Absorptiokuivaus

Useimmissa absorptiokuivausjärjestelmissä⁵ desikantti ruiskutetaan ilmavirtaan tai ilmavirta puhalletaan desikanttikalvon läpi. Ensimmäisessä tapauksessa pienet partikkelit ovat tilavuuteensa nähden suuripinta-alaisia, minkä lisäksi ne putoavat hitaammin. Esimerkki tästä on kuvattu kuviossa 10. Haasteena molemmassa menetelmässä on pienten partikkeleiden ajautuminen ilmavirran mukana ylöspäin, mikä vaatii suodatuksen. Nestemäisten desikanttien etuna on regeneroituminen matalammissa lämpötiloissa ja prosessi- ja regeneraatioilmavirroista riippumaton lämmitys ja jäähdytys. Regeneraatiolämpö ei siis siirry prosessi-ilmavirtaan ja lämmittämätöntä ilmaa voidaan käyttää regeneroinnissa.

Absorptiokuivauksen sorptiovaiheessa desikantti absorboi vettä kuivaimessa, jolloin sen lämpötila ja höyrynpaine nousevat ja lopulta se kyllästyy, eikä se voi enää sitoa kosteutta. Tämän jälkeen seuraavassa desorptiovaiheessa desikantti läpäisee kiehuksen, jolloin höyrynpaine nousee entisestään. Desikantti ruiskutetaan regeneraatioilmaan, jossa korkea paine erottaa veden desikantista. Desikantti palaa kiehukselta kuivaimen pohjalle kuivana ja konsentroituneena. Viimeisessä vaiheessa osa nesteestä kierrätetään lämmönvaihtimen läpi, jolloin se jäähtyy. Tämän jälkeen se palautetaan kuivaimen. (Petcher 2003, 724.)

Absorptiokuivauksessa käytetään kuivausmateriaalina yleensä litiumkloridia, litiumbromidia, kalsiumkloridia tai trietyleeniglykolia. Nestemäisen desikantin höyrynpaine on lähes suoraan verrannollinen sen lämpötilaan ja absorbentin konsentraatioon. Kiinteisiin desikantteihin verrattuna absorptiokuivauksessa käytettävillä nestemäisillä desikanteilla on korkea kosteuskapasiteetti. Esim. litiumkloridi absorboi kymmenkertaisesti oman painonsa verran vettä, jos sen annetaan saavuttaa tasapainotila 90 %:n suhteellisessa ilmakeudessa. Se, kuinka pitkälle absorptioprosessi tapahtuu, riippuu ilmalle altistuvasta pinta-alasta ja kosketuksen kestosta. (Gluesenkamp 2011, 277.)

⁵ *Liquid (absorptive) desiccant dehumidification*



Kuvio 10. Absorptiokuivain (Gluesenkamp ym. 2011, 278 mukaillen).

3.6 Tekniikan valinta

Käytettävä jäähdytystekniikka valitaan tarvittavan jäähdytysenergian määrän, saatavilla olevan ylijäämälämmön määrän ja kustannuslaskelmien perusteella. Laitoksen tuottua energiayksikköä kohden laskettu hinta tulisi minimoida. Tämä tarkoittaa että polttoaineesta tulisi saada mahdollisimman suuri euromääräinen hyöty. Suoraviivaisin tapa laskea tämä on polttoaineen hyödyntämiskerroin (*fuel utilization factor, FUF*). (Gluesenkamp ym. 2011, 290–292.)

$$FUF = \frac{W_{\text{sähkö}} + Q_{\text{jäädytys}} + Q_{\text{lämmitys}}}{Q_{\text{polttoaine, LHV}}} \quad (7.)$$

Kaavassa otetaan huomioon vain polttoaineesta saatu energia, joten lisäksi tulee arvioida kustannuksia vertaillen verkosta ostetulla sähköllä toimivaan mekaaniseen lämpöpumppuun. Oletetaan, että kolmasosa laitoksella polte-

tusta polttoaineesta muuntuu sähköksi, joka käytetään laitoksessa mitättömin verkostohäviöin. Oletetaan lisäksi, että kaikki lämpö saataisiin kulumaan joka tapauksessa ja tavoitteena olisi vain maksimoida euromääräinen hyöty. Näin voidaan arvioida, että laitoksella käytettävän lämpökäyttöisen jäähdytyslaitteen tulisi päästä COP-lukuun 1, joka vastaisi sähkökäyttöisen lämpöpumpun COP-lukua 3. Tämän takia lämpökäyttöinen jäähdytin on useimmiten taloudellinen vain, kun ylijäämälämpöä on tarjolla runsaasti.

Tekniikkaa valittaessa tulee myös ottaa huomioon kiinteistön ja sen käyttäjien tarpeet sitten, että edellytykset terveydelle ja laitoksessa mahdollisesti tapahtuville tuotannon toimille säilyvät hyvinä. Siispä ensin tulee määritellä missä lämpötilassa ja ilman kosteudessa kiinteistö tai yksittäinen tila halutaan ylläpitää. Jäähdytystekniikkaa harkitaan vasta, kun kaikki rakennustekniset keinot sisäisten kuormien vähentämiseksi on otettu käyttöön. (Schmid, Nipkow & Vogt 2000, 71.)

3.7 Jäähdytysenergian tarve ja mitoitus

Jäähdytysenergian tarve kiinteistöissä muodostuu erinäisistä sisäisistä ja ulkoisista lämpökuormista. Näistä sisäisiä ovat mm. ihmisten tuottama lämpö, lämpimän käyttöveden kierron ja varastoinnin häviöt, tietokoneet ja valaistus. Ulkoisista lämpökuormista suurin on auringonsäteily. Tässä työssä ei tutkita yksittäisiä lämpökuormia, vaan keskitytään kokonaiskuormituksen aiheuttamaan arvioituun jäähdytystarpeeseen. Tarkemmasta lämpökuormalaskennasta voi lukea seuraavista julkaisuista:

D5 Suomen rakentamismääräyskokoelma: Rakennuksen energiankulutuksen ja lämmitystehontarpeen laskenta. Ohjeet 2012.

Ympäristöministeriö.

Down, P.G. 1969. Heating and cooling load calculations: International series of monographs in heating, ventilation and refrigeration. UK: A. Wheaton & Co.

CCHP-laitteistoa mitoittaessa tarvitaan tiedot jäähdytyksen, lämpimän käyttöveden, lämmityksen ja sähkön kulutuksista. Näihin vaikuttavat mm. kiin-

teistön suuntautuminen, rakennusmateriaalit, säävyöhyke, kiinteistön käyttäjien lukumäärä, käyttötarkoitus ja valaistuksen tyyppi. Lisäksi tarvitaan tieto 5–10 viimeisen vuoden aikaisesta kuivalämpötilasta⁶ ja suhteellisesta kosteudesta. Näiden tietojen perusteella voidaan käyttää erilaisia ohjelmistoja simuloimaan rakennuksen energiankulutusta. (Ebrahimi & Keshavarz 2014, 129–130; 135.)

4 Tapaustutkimus: Energiapuisto

4.1 Sirkkalan kiinteistökohtaiset tiedot

Kohde, johon yhteistuotantolaitosta kaavaillaan, on pinta-alaltaan 9 512 bruttoneliömetrin kokoinen kolmekerroksinen liiketilarakennus. Tilavuus on 41 190 m³. Kohteessa ei voida toteuttaa koneellisen ilmanvaihdon jäähdytystä nykyisellä järjestelmällä, joten lasketussa skenaariossa kiinteistön jäähdytys kohdistuu ainoastaan CHP-laitoksen konehuoneeseen. Jäähdytysenergian hyödyntäminen tilojen jäähdytyksessä esimerkiksi jäähdytyspat- terien tai ilmanvaihdon kautta vaatisi muutoksia ilmanjaossa. Tässä työssä ei keskitytä kiinteistöjen ilmastoinnin tekniikkaan. Ilmastointiprosesseja käsitel- lään tarkemmin seuraavassa teoksessa: Seppänen, O. 2004. Ilmastoinnin suunnittelu. Forssa: Kirjapaino Oy.

4.1.1 Sähkön- ja lämmöntarve

Sirkkalan yhteistuotantolaitos mitoitetaan sähkön peruskuorman mukaan. Sähkön kulutuspiikki on tammikuussa, jolloin kulutus voi olla 200 kWh/pvä. Kesä-elokuussa kulutus on 80–110 kWh/pvä. Nykyisin kaukolämmöllä läm- piävän kiinteistön lämmitysenergian mitattu kulutus oli 2 326 MWh vuonna

⁶ Dry bulb temperature

2012. Seuraavassa taulukossa 3 on lueteltu kaukolämmön kulutus vuodelta 2013.

Taulukko 3. Kaukolämmön kulutus vuonna 2013

Kuukausi	Laskutettu, MWh
Tammikuu	362,0
Helmikuu	271,9
Maaliskuu	361,8
Huhtikuu	186,7
Toukokuu	63,2
Kesäkuu	18,2
Heinäkuu	15,6
Elokuu	20,7
Syyskuu	81,2
Lokakuu	171,6
Marraskuu	205,8
Joulukuu	267,3
Yhteensä	2026,0

Tällä perusteella valittiin CHP-laitteisto, jonka lämpöteho on noin 100 kW. Laitteistolla tuotettava lämpö käytetään täysimääräisesti korvaamaan kaukolämpöä ja kaikki kulutuksen ylittävä lämpö voidaan hyödyntää lämpökäytössä jäähdyttimessä. Kun oletetaan huoltokatkosten kestävän noin 400 tuntia niiden ajoittuessa kesäkuulle ja laitteiston toimivan lopun vuodesta keskimäärin 90 %:lla huipputehostaan, saadaan taulukossa 4 olevat lämmön tuotannot sekä ylijäämälämmön määrä, joka saadaan vähentämällä lämmön tuotannosta kaukolämmön kulutus.

Taulukko 4. CHP-laitoksen tuottama lämpö ja ylijäämä

Kuukausi	Tuotto MWh	Erotus MWh
Tammikuu	67,0	-295,0
Helmikuu	60,5	-211,4
Maaliskuu	67,0	-294,8
Huhtikuu	64,8	-121,9
Toukokuu	67,0	3,7
Kesäkuu	28,8	10,6
Heinäkuu	67,0	51,4
Elokuu	67,0	46,2
Syyskuu	64,8	-16,4
Lokakuu	67,0	-104,6

Marraskuu	64,8	-141,0
Joulukuu	66,96	-200,3
Ylijäämä yhteensä	111,9	

Ylijäämälämmön keskimääräinen laskennallinen teho on näin ollen touku-
kuussa 5,0 kW, kesäkuussa 14,8 kW, heinäkuussa 69,1 kW ja elokuussa
62,2 kW. Teho laskettiin jakamalla kunkin kuukauden ylijäämälämpö tasai-
sesti joka tunnin ajalle. Lämpötehot eivät tällaisenaan riitä pyörittämään
useimpia jäähdytyskoneistoja. Tämän takia tapaustutkimus mallinnettiin sillä
oletuksella, että kaikki lämpöteho voitaisiin käyttää toukokuun ja elokuun vä-
lisenä aikana täysimääräisesti. Myöhemmin selvisi pienten koneiden kannat-
tamattomuus jo neljän kuukauden täydellä kuormituksella. Kannattavuus
heikkenee entisestään jos vain heinäkuussa ja elokuussa voidaan käyttää
lämpökäyttöistä jäähdytystä. Jos energiapuistossa otetaan käyttöön lisäksi
aurinkokeräimet, voidaan niillä tuottaa kiinteistön kesäaikainen lämmöntarve
kokonaisuudessaan. Tällöin kaikki CHP-laitoksen kesällä tuottama lämpö
voidaan käyttää täysimääräisesti jäähdytykseen 100 kW:n teholla ja tässä
työssä esitetyjä tuloksia voidaan pitää reaalisina.

4.1.2 Konehuoneen tiedot

Kohteeseen tuleva pien-CHP -yksikkö on konttiratkaisu. Hukkalämmön, eli
lähinnä moottorista konvektoituneen lämmön talteenoton kannalta tämä tar-
koittaa pieniä lämmönsiirtopinta-aloja. Tämä johtaa väistämättä pienenty-
neeseen määrään talteen saatua lämpöä ja sitä kautta tuotettua jäähdytystä.

Tässä tapauksessa polttomoottorista säteilevän ja konvektoituvan hukka-
lämmön lämpötila arvioitiin olevan noin 40 astetta ja lämpöteho 20 kW. Tä-
mä ei sellaisenaan riitä toimimaan absorptiolämpöpumpun lämmönlähteenä,
mutta lämpöä voidaan käyttää esilämmittämään lämminvesivaraajaa, josta
lämmin vesi ohjataan jäähdyttimelle. Lämpöä voitaisiin mahdollisesti käyttää
myös hakkeen kuivaukseen, joskin 40 asteinen lämpö tarkoittaa hyvin pieniä

määriä kuivattua haketta. Kuivurit tarvitsevat jopa 80 kW:n edestä lämpötehoa.

4.1.3 Jäähdytystarve

Kuten edellä on todettu, jäähdytystä ei voida nykyisin käytössä olevalla tekniikalla hyödyntää tilojen jäähdytyksessä, eikä kohteessa ole pakastamista vaativia prosesseja käytössä jäähdytyskaudella. Siksi tässä työssä ei lasketa eikä mitenkään oteta huomioon Sirkkalan reaalista jäähdytystarvetta, joka tosiasiassa muodostuu kiinteistöön kohdistuvista ulkoisista ja sisäisistä lämpökuormista. Tarkoituksena on ainoastaan mallintaa laskennallisesti se jäähdytysenergia, joka kampuksella käyttöön otettavalla CHP-yksiköllä voidaan tuottaa yksinomaan kesän aikana tuotetulla ylijäämälämmöllä. Ylijäämälämpö tarkoittaa tässä, kuten edellisellä sivulla todettiin, kaikkea lämpöä joka laitoksella tuotetaan touko- ja elokuun välisenä aikana.

4.2 Käyttökelpoiset tekniikat ja jäähdytysenergian määrä

Markkinoilla olevien yksivaiheisten absorptiojäähdyttimien jäähdytysteho on yleisimmin parista sadasta tuhansiin kilowatteihin. Useimmat alle 100 kW:n jäähdytystehoiset absorptiolaitteet ovat maakaasulla toimivia. Luonnollisesti minkä tahansa koneen hyötysuhde, tässä tapauksessa COP-luku, laskee kuorman laskiessa. Kuitenkaan tehokkuus ei laske lineaarisesti, vaan absorptiojäähdyttimien COP-luvun voidaan ajatella olevan vakio kuumen veden lämpötilan vaihdellessa välillä 65–90 °C ja lämpötehon ollessa yli 50 % nimellistehosta. Myös absorptiojäähdytin säätyy lähes portaattomasti aina noin 20 %:n osatehoon asti. Sirkkalassa käytettävältä koneelta ei kuitenkaan tulisi odottaa suurta taloudellista kannattavuutta, mikä on seurausta pienestä jäähdytysenergian tarpeesta. Toisin sanoen ei ole suurta määrää sähkönkulutusta, jota laitteella korvattaisiin, ja nimenomaan tämä on ollut suurin lämmöllä toimivien jäähdytyslaitteiden etu. 100 kW:n lämpöteholla voitaisiin käyttää noin 70 kW:n jäähdytystehoa tuottavaa yksivaiheista absorptioläm-

pöpumppua COP-luvun ollessa maksimaalinen (0,7) tai noin 60 kW adsorptiojäähdytintä.

4.3 Markkinoilla olevat laitteet

Käyttökelpoisten tekniikoiden vertailu suoritettiin esittämällä laitevalmistajille tarjouspyyntö sillä oletuksella, että kaikki tuotettu lämpö lasketaan ylijäämälämmöksi ja kiinteistössä tarvittava lämmin käyttövesi tuotetaan kaukolämmöllä. Markkinoilla olevilta jäähdytinlaitevalmistajilta pyydettiin tarjouksia seuraavilla lähtötiedoilla:

Taulukko 5. Tarjouspyynnön lähtötiedot

Lämpöteho	100	kW	
Lämpötila	80	°C	
Jäähdytyksen lauhdutuksen toteutus	Nestelauhdutus		
Jäähdytyspiirin lämpötilatasot	Paluu	17	°C
	Meno	12	°C
Hukkalämmön lämpötila	40	°C	
Hukkalämmön lämpöteho	20	kW	

Valmistajien nimet jätettiin pyynnöstä mainitsematta. Liitteen 2 taulukossa 6 on esitelty tarjottujen laitteistojen tietoja. Investointi käsittää jäähdyttimen, nestejäähdyttimen, lauhdutuspiirin pumpun ja venttiilin. Tuotetun jäähdytysenergian määrä laskettiin oletuksella, että laitteisto toimii toukokuun alusta elokuun loppuun 16 tuntia päivässä täydellä teholla eli yhteensä 1968 tuntia. Laskuissa käytettiin 3 %:n vuosikorkoa. Lämpökäyttöisillä laitteilla vuosihoollon arvioitiin olevan 0,5 % investoinnista.

Taulukko 7. Vaihtoehtoiset kompressorijäähdyttimet

Vaihtoehto	Sähköteho (kW)	Jäähdytysteho (kW)	Investointi (€)	Huolto (€/v)	Sähkö (kWh/v)
1	18,3	73	25 000	1250	35 916
2	2,5	10	3400	171	4920
3	15	60	20 500	1027	29 520
4	14,1	56,5	19 300	967	27 798
5	2,5	10	3400	171	4920

Tarjottujen lämpökäyttöisten jäähdyttimien kannattavuutta verrattiin perinteisiin kompressorijäähdyttimiin laskemalla pienemmästä sähkönkulutuksesta ja huoltokustannuksista aiheutuva säästö. Taulukossa 7 on esitetty vertailussa käytetyt kompressorijäähdyttimet. Jokaiselle jäähdyttimelle laskettiin, mitä saman jäähdytyskuorman tuottaminen kompressorilla maksaisi ja tuloksia verrattiin keskenään. Kompressorijäähdyttimien vuosittaisiksi huoltokustannuksiksi arvioitiin 5 % investointikustannuksesta. Sähkönkulutusta arvioi-
dessa käytettiin COP-lukuna 4:ää. Kaikissa lasketuista tapauksista käytettiin sähkön hintana 0,15 €/kWh:lta ja laskentakorkona 3:a %. Tapaustutkimukset on esitetty taulukossa 8 ja niiden vertailu liitteen 3 taulukossa 9.

Taulukko 8. Tapaustutkimukset

Takaisinmaksuaika (v), 1	Sähkön hinnan nousu 0 %
Takaisinmaksuaika (v), 2	Sähkön hinnan nousu 4 %
Takaisinmaksuaika (v), 3	Sähkön hinnan nousu 2 %, kaikki ylijäämälämpö myydään hintaan 0,01 €/kWh pois lukien kompressoria käytettäessä
Takaisinmaksuaika (v), 4	Sähkön hinnan nousu 2 %, kaikki ylijäämälämpö myydään hintaan 0,01 €/kWh, myös kompressoria käytettäessä

Takaisinmaksuaika laskettiin seuraavalla kaavalla:

$$\sum_{t=1}^{n*} \frac{S_t}{(1+i)^t} - H = 0 \quad (8.)$$

missä

i = korko

H = hankintahinta

S_t = vuotuiset tuotot

t = takaisinmaksuaika.

Kaavassa hankintahinta käsittää lämpökäyttöisen jäähdyttimen hankintahinnan josta on vähennetty vastaavan jäähdytystehon kompressorijäähdyttimen hankintahinta. Molemmat hinnat sisältävät kaikki laitteiston toiminnan kannalta tarpeelliset komponentit ja asennuksen. Vuosikorkona käytettiin 3 %:a, josta vähennettiin tapauskohtaisesti sähkön hinnan nousu (0, 2 tai 4 %). Vuotuiset tuotot laskettiin vähentämällä kompressorijäähdyttimen huolto- ja sähkökustannuksista vastaavan lämpökäyttöisen laitteen huolto- ja sähkökustannukset. Tapauksissa 3 ja 4 lisättiin vuotuisiin tuottoihin myös touko- ja elokuun välisenä aikana tuotettu, jäähdyttimeltä jäävä käyttämätön lämpö kerrottuna kertoimella 0,01 €/kWh. Tapauksessa 4 vuotuisista tuotoista vähennettiin vielä korvaus, joka lämmöstä saataisiin kompressorijäähdytintä käyttämällä.

Esimerkiksi tapaustutkimus 2 laitteella 1:

i = 0,03 – 0,04

H = 65 000 – 25 000

S_t = (5387 + 1250) – (384+325).

Tällöin takaisinmaksuajaksi t saadaan 6,5 v.

Tapaustutkimus 1 on epätodennäköisin skenaario, mutta se valittiin vertailun vuoksi tarkasteluun. Se osoittaa, miten tärkeää sähkön kallistuminen on jäähdyttimien kannattavuuden kannalta. Toisessa tapauksessa sähkön hinta nousee keskimäärin 4 % vuodessa. Lukua arvioidessa huomioitiin uuden ydinvoiman käyttöönotto, uusiutuvan energian lisäys ja pienenä pysyvä teol-

lisuuden kasvu. Näiden tekijöiden yhteisvaikutus jäisi neljään prosenttiin. Tapaustutkimuksessa 3 käytettiin sähkön hinnan nousuna erittäin maltillista kahta prosenttia ja tapauksessa kaikki lämpökäyttöisten jäähdyttimien ylijäämälämpö saataisiin myytyä esim. Fortumille hintaan 0,01 €/kWh. Kompressorijäähdytintä käytettäessä lämmöstä ei saataisi mitään korvausta. Tähän ratkaisuun päädyttiin, jotta voitaisiin osoittaa selkeästi ero kompressorijäähdyttimen sähkötehokkuuden edusta verrattuna muihin jäähdyttimiin tapauksessa 4. Tässä viimeisessä tapauksessa kaikista jäähdytintäratkaisuksista ylijäävä lämpö voidaan hyödyntää 0,01 €/kWh arvoisesti. Tuo luku valittiin sillä oletuksella, että lämpöverkon ylläpitäjä näkisi ylijäämälämmön kannattavana lisänä lämpöverkkonsa ylläpitoon. Toinen keino saada ylijäämälämmöstä korvaus olisi, että Sirkkala-kampuksen läheiset kiinteistöt tarvitsisivat edullista lämpöenergiaa käyttöönsä kesäisin.

Jos sähkön hinta pysyy vakiona, eivät adsorptiojäähdyttimet pysty kilpailemaan perinteisen jäähdytyksen kanssa. Laitteiden käyttöiäksi määriteltiin 20 vuotta, joka määrittää siten myös pisimmän takaisinmaksuajan. Tämän saavutti ainoastaan absorptiojäähdytin, joka suuren jäähdytyskuormansa ja suhteessa erityisen pienen sähkötehonsa ansiosta pääsi kaikissa tapauksissa hyviin tuloksiin. Sähkön hinnan noustessa runsaammin (4 % vuodessa) tulee myös adsorptiojäähdyttimen käyttämisestä kannattavaa kahden laitteen tapauksessa. Laitteet saavat etua suuresta määrästä säästettyä sähköä. Siinä tapauksessa, että ylijäämälämmöstä saataisiin pieni korvaus (0,01 €/kWh), pääsisivät kaikki vaihtoehdot kannattaviin lukemiin. Absorptiojäähdytintä lukuun ottamatta lämpökäyttöiset jäähdyttimet eivät kuitenkaan pysty kilpailemaan vaihtoehtoisen tilanteen kanssa, jossa tuotettaisiin kompressorilla jäähdytystä ja lämpöteho myytäisiin täysimääräisenä (100 kW).

4.4 Vaihtoehtojen vertailu

Eri tekniikoiden käyttökelpoisuutta arvioitaessa tulee ottaa huomioon adsorptio- ja absorptiojäähdyttimien perustavanlaatuiset erot. Absorptiojäähdytintä ei voida käyttää jatkuvatoimisesti, koska litiumbromidiseoksen konsentraatio

jäähdytysaineessa kasvaa operoinnin aikana. Päivittäinen laimennus on siten tarpeen. Tämä ei tuota tässä tapaustutkimuksessa ongelmia, sillä jäähdytyksen tarve rajoittuu muutenkin vain 16 tunnin päivittäiseen keston toukokuusta elokuuhun. Myös huoltokustannukset ovat suuremmat, kuten myös operointikustannukset, mikä johtuu absorbenttipumpun jatkuvasta toiminnasta.

Jos regeneraatiolämpötila muuttuu optimaalisesta kylmemmäksi tai kuumemmaksi, LiBr-suola voi jähmettyä ja kiteytyä, mikä voi aiheuttaa korroosiota putkistossa ja järjestelmän tukkiintumisen. (Power Partners 2013.) Yleisimmät kiteytymisen syyt ovat ilman vuotaminen koneeseen, lauhdutinveden matala lämpötila ja sähköviat (Dinçer ym. 2010, 193). Korroosion ehkäisyssä käytetään kupariputkistoa, ja jos käytössä on teräsputkisto, lisätään sen pinnalle korroosionestoainetta (Carrier–Sanyo 2006). Kupariputkistossa korroosiota ei tapahdu (Recknagel ym. 2007, 400). Käytännössä huolto ei vaadi suuria toimenpiteitä, vaan jäähdytysnesteistä otetaan näytteet pari kertaa vuodessa, ja ne tutkitaan laboratoriossa (Louhi 2015).

Vaikka sekä absorptio- että adsorptiotekniikkaa on paremmin tarjolla yli 80 asteen kuumavesikierrolle, ei ylijäämälämmön lämpötilan rajoittuminen 80 asteeseen tai sitä matalampaankaan sulje pois lämpökäyttöisiä jäähdyttimiä. Adsorptiolämpöpumpuissa on mahdollista ylivoimistaa lämmönvaihtimet ja pidentää kierron kestoja. Tällöin lämmönvaihtimissa tapahtuva lämmönsiirto-prosessi ehtii toteutua täydellisemmin. Prosessin kannalta tärkeintä onkin lämpöteho, eikä niinkään lämmön lämpötila.

Riittävä lämpöteho on Sirkkalan energiapuiston kannalta mahdollista toteuttaa vain, jos suuri osa tuotetusta lämpötehosta ollaan valmiit käyttämään käyttöveden sijaan jäähdytykseen. Huomioitavaa jäähdytyksen määrässä on se, että tarkasteluun valittu 12 °C / 17 °C kylmävesikierto on hieman tavallista lämpimämpi. Tämä nostaa jäähdytystehoa. Toisaalta tavallista alhaisempi kuumavesikierron lämpötila vähentää edellisestä saatua hyötyä. (Livingston 2015.)

Pieni, noin 17 kW:n lämpötehoa vaativa jäähdytin olisi hyvä vaihtoehto, koska se käyttäisi suurin piirtein saman verran lämpöä kuin syntyy ylijäämänä. Tuon kokoluokan jäähdyttimien takaisinmaksuajat ylittävät kuitenkin reilusti käyttöiän, eivätkä ne voi mitenkään kilpailla kompressorijäähdytyksen kanssa. Jos tavoitteena olisi ainoastaan käyttää primaarienergia mahdollisimman tehokkaasti hyödyksi, olisi ensisijaisesti järkevää käyttää sekä ylijäämä- että hukkalämpö polttoaineen kuivaukseen. Tämä vaatisi suuren hakevaraston, jotta kesän aikana tuotettu energia voitaisiin hyödyntää täysimääräisesti. Toissijaisesti voitaisiin harkita absorptiolaitteistoa, joka voisi tuottaa ylijäämälämmöstä 70 % tehokkuudella jäähdytystä. Viimeisenä vaihtoehtona olisi adsorptiolaitteisto, jonka COP-luku on noin 0,55. Tässä tarkastelussa keskitytään kuitenkin myös kustannustehokkuuteen. Alla taulukossa 10 vertailu absorptiolaitteiden ja adsorptiolaitteiden kannattavuuksien välillä. Hintojen keskiarvo laskettiin kunkin kategorian laitteiden perusteella. Takaisinmaksuaikaa laskettaessa oletettiin sähkön hinnan nousevan 4 %.

Taulukko 10. Jäähdyttimien kannattavuuksien vertailua

	Absorptio	Adsorptio	Kompressor
Hinta _{KA} , €/kW	890	2 277	340
Hinta _{KA} , €/kWh	0,45	1,16	0,17
FUF 1, %	56	36	36
FUF 2, %	61	51	66
Takaisinmaksu (v)	6,5	29,2	-

FUF-luku (*fuel utilization factor*) kertoo kuinka suuri osa CHP-laitokseen syötetystä primäärienergiasta kokonaisuudessaan hyödynnetään. Se saatiin seuraavalla kaavalla:

$$FUF = \frac{W_{el} + Q_c + Q_{th}}{Q_{f,LHV}} \quad (9.)$$

missä

W_{el} = sähköteho, 40 kW

Q_c = jäähdytyslaitteen tuottama jäähdytys, joka on absorptiolaitteella $0,7 \cdot Q_{th}$ ja adsorptiolaitteella $0,55 \cdot Q_{th}$

Q_{th} = lämpöteho, joka jäähdytyksen jälkeen hyödynnetään.

$Q_{f,LHV}$ = polttoaineen syötön lämpöteho, alempi lämpöarvo, 200 kW.

Tilanteessa FUF 1 kaikki lämpö hukkaantuu. FUF 2:ssa ylijäävät hyödynnettävät lämpötehot ovat 10, 30 ja 60. Nämä saatiin sillä oletuksella, että absorptiojäähdytin toimisi vajaalla lämpöteholla (90 kW) osan ajasta, adsorptiojäähdytin hyödyntäisi keskimäärin 70 kW lämpötehosta ja kompressorijäähdytyksen ohella tarvittaisiin lämpötehoa 60 kW.

Havaitaan, että adsorptiojäähdytys on keskimäärin kaikissa tapauksissa kannattamaton tapaus, sillä takaisinmaksuaika on sähkön hinnan noustessa vuosittain 4 % keskimäärin 29,2 vuotta, kun laitteen käyttöiäksi arvioidaan 20 vuotta. Vaikka adsorptiolaitteita käytettäisiin jatkuvasti toukokuusta elokuuhun täydellä teholla, päästäisiin ainoastaan vaihtoehtoilla 3 ja 4 takaisinmaksuaikaan, joka alittaa 20 vuotta. Vaihtoehto 5 pääsee alle 20 vuoden takaisinmaksuaikaan ainoastaan, jos sitä käytetään yli 70 % vuodesta täydellä teholla. Tällöin se säästäisi noin 1 400 euroa vuodessa.

Absorptiojäähdytin pääsee tässä oikeuksiinsa, sillä jo 123 päivää kestäväällä vuotuisella jäähdytyskaudella jäähdytin pääsee 6,5 vuoden takaisinmaksuikaan, joka tekee hankinnasta erityisen kannattavan. Vaikka sähkön hinta pysyisi vakiona, 3 %:n vuosikorolla hankinta maksaisi itsensä takaisin alle 8 vuodessa. Adsorptiojäähdytintä hieman suurempi huollontarve ei vaikuta merkittävästi laitteen kannattavuuteen.

5 Pohdinta

Karelia-ammattikorkeakoulun kiinteistön asettamat rajoitukset näkyvät voimakkaasti investoinnin kannattavuudessa. Vaikka tarkasteluun valituista lait-

teista kolme pääsee takaisinmaksuajallaan alle 20 vuoden, tässä tarkastelussa huomioimatta jääneet investoinnit jäähdytyspiiriin tekevät hankinnasta todennäköisesti kannattamattoman. Kiinteistöissä, joissa jäähdytys voidaan toteuttaa ilman suuria muutoksia, ovat lämpökäyttöiset jäähdyttimet potentiaalinen ratkaisu ylijäämä- ja hukkalämmön hyödyntämiseen. Etenkin tiloissa, kuten esimerkiksi konesaleissa, joissa on ympäri vuoden suurta lämpökuormaa aiheuttavia laitteita, voidaan hyvällä syyllä harkita absorptiojäähdyttimen hankintaa. Kuten tarkastelussa havaittiin, on mahdollista päästä kannattavaan tulokseen jopa kiinteistössä, jonka jäähdytystarve on rajoittunut neljään kuukauteen vuodessa. Tuloksessa ei toisaalta huomioitu reaalisia pienen CHP-laitoksen sähkön ja lämmön hintoja, jotka nousevat todennäköisesti huomattavasti verkkosähköä ja kaukolämpöä korkeammiksi.

Organisaatioissa kuten sairaaloissa ja tehtaissa, joissa tarvitaan omaa sähköntuotantoa hätävarana, ovat jäähdytyslaitokset potentiaalisesti kannattavia. Muita etuja omavaraisuuden lisäksi ovat ympäristöystävällisyys ja energiantuotannon hajauttaminen, joista ensimmäinen näkyy biopohjaisina polttoaineina ja jälkimmäinen suurempana huoltovarmuutena. Ympäristöystävällisyyttä voidaan edistää lämpökäyttöisellä jäähdytystekniikalla, jos ylimääräiselle lämmölle ei keksitä järkevää käyttöä sellaisenaan. Karelia-ammattikorkeakoulun tapauksessa lämpöä voitaisiin hyödyntää myös hakkeen kuivaukseen, mikä olisi järkevää ottaen huomioon pien-CHP-laitoksen tekniikan asettaman rajoituksen polttoaineen kuivuudesta. Lämmön hyödyntäminen sellaisenaan kuivauksessa on tässä tapauksessa taloudellisinta, sillä jäähdytyksen toteutus vaatisi suuria lisäinvestointeja. Kuivauksessa ylijäämälämpö on helpommin hyödynnettävissä ympäri vuoden, silloin kun sitä syntyy. Jäähdytys on haasteellisempaa hyödyntää jäähdytyskauden ulkopuolella, sillä pakastamista vaativia toimintoja tai kylmätiloja ei ole.

Opinnäytetyön johtopäätös on, että ylijäämälämmön hyödyntäminen kiinteistöjen jäähdytyksessä voi olla taloudellisesti kannattavaa myös pienessä mitakaavassa, kun kiinteistössä on valmiiksi jäähdytyspiiri, jossa tuotettua kylmää voidaan kierrättää. Lyhyehkö jäähdytyskausikaan ei absorptiojäähdyttimen tapauksessa estä kannattavaa toimintaa. Osakuormalla ajaminenkin

onnistuu jopa 20 %:n tehoon asti käytännössä portaattomasti, jolloin voidaan ajatella esimerkiksi jonkin yhden kylmätilan jäähdyttämistä vuoden ympäri. Jatkotoimenpiteeksi ehdotetaan tarkastelun suorittamista kohteessa, jossa jäähdytystarve on selkeästi määritelty sekä ajallisesti että tehollisesti ja toteutus on helpommin mallinnettavissa. Lisäksi laskennassa on syytä ottaa huomioon pien-CHP:n reaaliset sähkön ja lämmön hinnat. Tietoa pien-CHP:n reaalisista operointikuluista Karelia-ammattikorkeakoulun Sirkkalan kampuksella on mahdollisesti saatavilla pian tämän opinnäytetyön julkaisun jälkeen.

Lähteet

- Backman, J.L.H. & Kaikko, J. 2011. Microturbine systems for small combined heat and power (CHP) applications. Teoksessa Beith, R. (toim.) 2011. Small and micro combined heat and power. UK: Woodhead Publishing, 147–178.
- Boukhanouf, R. 2011. Small combined heat and power (CHP) systems for commercial buildings and institutions. Teoksessa Beith, R. (toim.) 2011. Small and micro combined heat and power. UK: Woodhead Publishing, 365–394.
- Carrier–Sanyo. 2013. 16TJ Single-effect steam-fired absorption chillers. http://www.carrier.fi/images/IOM/Absorptio/16TJ/11619_IMM_03_2006.pdf. 20.2.2015.
- Chamra, M. & Mago, P. 2009. Micro-CHP power generation for residential and small commercial buildings. USA: Nova Science Publishers.
- Chunnanond, K. & Aphornratana, S. 2003. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Julkaisussa Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 8/2004, 129–155.
- Dinçer, İ. & Kanoğlu, M. 2010. Refrigeration systems and applications. USA: John Wiley & Sons.
- Ebrahimi, M. & Keshavarz, A. 2014. Combined cooling, heating and power. Alankomaat: Elsevier.
- Gluesenkamp, K. & Radermacher, R. 2011. Heat-activated cooling technologies for small and micro combined heat and power (CHP) applications. Teoksessa Beith, R. (toim.) 2011. Small and micro combined heat and power. UK: Woodhead Publishing, 262–306.
- Harrison, J.E. 2011. Stirling engine systems for small and micro combined heat and power (CHP) applications. Teoksessa Beith, R. (toim.) 2011. Small and micro combined heat and power. UK: Woodhead Publishing, 179–205.
- Heikkilä, I. & Kiuru, T. 2014. Ylijäämälämmön taloudellinen hyödyntäminen – ylijäämälämpöenergia-analyysit. Helsinki: Motiva. http://www.motiva.fi/files/8808/Ylijaamalammon_taloudellinen_hyodyntaminen_-_ylijaamalampoenergia-analyysit.pdf. 15.2.2015.
- Holman, J.P. 2010. Heat transfer. USA: McGraw-Hill Companies.
- Itkonen, H. 1983. Jäähdytysjärjestelmät. Teoksessa Lappalainen, M. (toim.) 1983. Energiakäsikirja. Helsinki: Rakennuskirja Oy, 207–211.
- Joensuun Vesi. 2015. Energiaa jätevedestä. <http://www.joensuunvesi.fi/energiaa-jatevedesta>. 5.2.2015.
- Kolanowski, B.F. 2003. Small-scale cogeneration handbook. USA: Fairmont Press.
- Koljonen, T. & Sipilä, K. 1998. Uudemman absorptiojäähdytystekniikan soveltaminen kaukojäähdytyksessä. VTT Tiedotteita – Meddelanden – Research Notes 1926. Espoo: VTT. <http://www2.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/1998/T1926.pdf>. 8.3.2015.
- Laufen, R. 1984. Kraftwerke: Grundlagen, Wärmekraftwerke, Wasserkraftwerke. Saksa: Springer.
- Livingston, W. 2015. Suunnitteluinsinööri. Power Partners Inc. Sähköpostikeskustelu 11.3.2015.

- Louhi, K. 2015. Projektipäällikkö. Carrier Oy. Sähköpostikeskustelu 12.3.2015.
- Maaseudun Tulevaisuus. 2014. Farmivirta on Vuoden ilmastoteko 2014. 2.4.2014.
<http://www.maaseuduntulevaisuus.fi/ymp%C3%A4rist%C3%B6/farmivirta-on-vuoden-ilmastoteko-2014-1.59810>.
- Mau, G. 1984. Handbuch Dieselmotoren im Kraftwerks- und Schiffsbetrieb. Saksa: Vieweg.
- MicrE. Energiantuotanto: CHP 2012. Verkkojulkaisu.
<http://www.micre.eu/fi/energiantuotanto/chp/>. 13.2.2015.
- Mikalsen, R. 2011. Internal combustion and reciprocating engine systems for small and micro combined heat and power (CHP) applications. Teoksessa Beith, R. (toim.) 2011. Small and micro combined heat and power. UK: Woodhead Publishing, 125–146.
- Petchers, N. 2003. Combined heating, cooling & power handbook. USA: Fairmont Press.
- Power Partners Inc. 2013. ECO-MAX adsorption chillers.
http://www.ppiway.com/sites/default/files/downloads/eco-max_chillers_white_paper.pdf. 9.3.2015.
- Recknagel, H., Sprenger, E. & Schramek, E-R. 2007. Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 07/08. Saksa: Oldenbourg Industrieverlag.
- Schmitz, K.W. & Schaumann, G. 2005. Kraft-Wärme-Kopplung. Saksa: Springer.
- Schmid, C., Nipkow, J. & Vogt, C. 2000. Heizung, Lüftung, Elektrizität: Energietechnik im Gebäude. Saksa: Vieweg+Teubner Verlag.
- Wang, R., Wang, L. & Wu, J. 2014. Adsorption refrigeration technology: theory and application. Singapore: Wiley.
- Wu, S. & Eames, I.W. 1998. A novel absorption-recompression refrigeration cycle. Julkaisussa Applied Thermal Engineering 18/1998, 1149–1157.

Taulukko 2. Lämpökäyttöisten jäähdytystekniikoiden ominaisuuksia (Gluesenkamp ym. 2011, 268 mukaillen)

Kierron tyyppi	T _{regeneraatio} (°C)	Jäähdytys		Kuivaus		
		T _{jäähdytys} (°C)	Jäähdytysteho	Latenttijäähdytys- teho	Ilmaan jäävä kosteus	
Sorptiokierrot	Absorptio					
	Yksivaihe H ₂ O/LiBr	75–105	>0...20	>10 kW	-	-
	Yksivaihe NH ₃ /H ₂ O	120–150	-25...20	>100 W	-	-
	H ₂ O/Siilikageeli	60–120	>0...20	>3 kW	-	-
	H ₂ O/Zeoliitti	55–220	>0...20	>100 W	-	-
Suljettu	Adsorptio					
	Metanoli/aktiivihiili	70–120	-25...20	>100 W	-	-
Avoin	Desikanttikuivaus					
	Kiinteä					
	Siilikageeli	>90	-	-	>3 kW	≤5 g/kg
	Zeoliitti	55–150	-	-	Kehityksessä	≤1 g/kg
	H ₂ O/LiCl	60–100	-	-	>35 kW	<1 g/kg
Termomekaaninen ejektori	Neste	H ₂ O/CaCl	>50	-	-	Mahdollisesti kehitteillä
			75–135	-20...20	Ei tiedossa	-

Taulukko 6. Tarjotut laitteistot

Laite	Tekniikka	Jäähdytys- teho (kW)	Lämpö (kW)	Sähkö (W)	Investointi (€)	Investointi (€/kW)	Jäähdytys (kWh/v)	Huolto (€/v)
1	1-vaihe absorptio (LiBr)	73	100	1350	65 000	890	143 664	325
2	Adsorptio (H ₂ O-zeoliitti)	10	16,7	600	26 650	2665	19 680	133
3	Adsorptio (H ₂ O- silikageeli)	60	100	1500	93 000	1550	118 080	465
4	Adsorptio (H ₂ O- silikageeli)	56,5	100	4160	78 740	1394	111 192	394
5	Adsorptio (H ₂ O-zeoliitti)	10	16,7	1000	35 000	3500	19 680	175

Taulukko 9. Laitteiden vuotuinen sähkönsäästö ja takaisinmaksuaika

Laite	Säästetty sähkö (kWh/v)	Huolto- kustannus (€/v)	Säästö vuosittain (€)	Takaisinmaksu- aika (v), 1	Takaisinmaksu- aika (v), 2	Takaisinmaksu- aika (v), 3	Takaisinmaksu- aika (v), 4
1	33 358	325	5929	7,7	6,5	7,0	10,7
2	3739	133	599	-	32,6	11,0	195,8
3	26 568	465	4548	22,0	14,7	17,4	33,1
4	19 611	270	3515	23,9	15,5	18,0	44,4
5	2952	175	439	-	53,9	16,6	-